



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

MOBILNÍ TESTER ZÁVĚSU AUTOMOBILOVÉHO KOLA

MOBILE TESTER OF SUSPENSION AUTOMOTIVE WHEELS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Bc. Petr Novák
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Mobilní tester závěsu automobilového kola

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je modifikace mobilního testeru podvozků TriTec, pracujícího na principu EUSAMA, s využitím moderních výrobních postupů a konstrukčních komponentů využívaných firmou Modultest. Konstrukční parametry: max. hmotnost 650 kg, jmenovitý zdvih 3,0 mm.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení, laboratorní protokol, funkční vzorek

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: funkční vzorek

Projekt: TAČR - ALFA

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků)

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2014.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Mazůrek, I., Klapka, M (2010): Bezdemnontážní testr pro ověřování komplexního stavu polonáprav osobních automobilů, přihláška vynálezu č. 2010-919, Úřad průmyslového vlastnictví, Praha, Česká republika

Buekenhoudt, P (2011): Minimum phase shift, Presentation of the Conference and 15th General Assembly CITA2011, Berlin, Germany

Carlitz, A. (2003): Vergleich der Messverfahren für die Schwingungsdämpfungsprüfung im Fahrzeug, Presentation von Institut für Kraftfahrwesen Aachen 25.11.2003, Essen, Bundesrepublik Deutschland

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a následnou výrobou testeru pro bezdemontážní diagnostiku tlumičů automobilů. Jedná se o rezonanční adhezní tester s 3 mm zdvihem měřicí plošiny, na rozdíl od standardně vyráběných testerů se zdvihem 6 mm. Snížením zdvihu měřicí plošiny je odstraněno selhávání metodiky EUSAMA u problémových automobilů. Součástí práce je také ověření funkce takto vyrobeného testeru a srovnávací měření se standardně vyráběným testerem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Diagnostika tlumičů, rezonanční adhezní tester, metodika EUSAMA

ABSTRAKT

This diploma thesis deals with the constructional design, followed by the manufacturing of the tester for non-invasive diagnostics of cars shock absorbers. It is a resonant adhesive tester with 3 mm lift of measuring platform, in contrast with standardly manufactured testers with 6 mm lift. By reducing lift of measuring platform is eliminated failure of EUSAMA methodology for problematic vehicles. In the thesis are also included verifications of tester function and comparative measurements with standardly manufactured tester.

KEY WORDS

Diagnostics of shock absorbers, resonance adhesive tester, EUSAMA methodology

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, P. *Mobilní tester závěsu automobilového kola*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma *Mobilní tester závěsu automobilového kola* vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc. a v seznamu uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně dne

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat především vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc., dále pak Ing. Milanu Klapkovi, Ph.D. a Ing. Karlu Sabovi za cenné rady, pomoc a trpělivost v průběhu řešení diplomové práce. Dále bych rád poděkoval rodině a přátelům za podporu a trpělivost nejen při řešení diplomové práce, ale i v průběhu celého studia.

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
1.1 Metody testování tlumičů	14
1.1.1 Bezdemontážní testování tlumičů:	14
1.1.2 Impulsní dokmitový test	15
1.1.3 Rezonanční amplitudový test	15
1.1.4 Rezonanční adhezní test	16
1.2 Metodika EUSAMA	17
1.2.1 Princip metody	17
1.2.2 Nedostatky metody EUSAMA	18
1.3 Používané doplňkové kritéria	18
1.3.1 Fázový posuv	18
1.3.2 Měrný útlum b_r	19
1.4 Konstrukční varianty EUSAMA testerů	20
1.4.1 Vertikální vedení plošiny pomocí vodičích pouzder	20
1.4.2 Vedení plošiny pomocí paralelogramu	20
1.4.3 Vertikální vedení plošiny pomocí planžet	21
1.4.4 Vertikální vedení plošiny pomocí kyvného rámu	21
1.5 Komerčně vyráběné mobilní testery	22
1.5.1 TriStar Shock Tester	22
1.5.2 M-TRONIC SAT USB	23
1.5.3 Tester tlumičů ATAL	23
1.6 Přehled cen vybraných testerů tlumičů	24
1.7 Mobilní tester závěsu automobilového kola TriTec	24
1.7.1 Zpracování naměřeného signálu	25
1.8 Nedostatky testeru TriTec	26
1.8.1 Obtížné ustavení kola na střed rámu	26
1.8.2 Propojení kyvného rámu s motorem	26
1.8.3 Měření přitlačné síly	27
1.8.4 Tvar kyvného rámu	27
1.8.5 Lineární model pro přepočet na hodnotu EUSAMA	27
1.8.6 Interaktivní doplňkové kritérium	27
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	28
3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	29
3.1 Zhodnocení současného stavu testeru TriTec	29
3.2 Varianta 1 – kyvný rám tvaru V	29
3.3 Varianta 2 – kyvný rám s plošinou tvaru V	32
3.4 Zhodnocení navržených variant	35
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	36
4.1 Rozložení sil na jednotlivé části testeru	36
4.1.1 Umístění měřeného kola uprostřed měřicí plošiny	37
4.1.2 Umístění měřeného kola na okraji měřicí plošiny	37
4.2 Stanovení minimální životnosti testeru	38
4.3 Hlavní rám	39

4.4	Hřídel s excentry	39
4.4.1	Výpočet průměru hřídele	40
4.4.2	Kontrola hřídele na únavu	41
4.4.3	Stanovení velikosti excentricity	43
4.4.4	Uložení excentrů na hřídeli	44
4.4.5	Návrh zdvihových kladek	45
4.4.6	Návrh uložení hřídele	46
4.4.7	Výpočet výkonu motoru	48
4.4.8	Návrh převodu	48
4.4.9	Návrh setrvačníku	50
4.5	Kyvný rám	52
4.5.1	Návrh kloubových ložisek	53
4.5.2	Návrh přitlačných pružin	56
4.5.3	Pevnostní výpočet kyvného rámu	58
4.6	Měřicí plošina	60
4.6.1	Volba ohybových snímačů síly	62
4.6.2	Ověření pohybu středu plošiny ve směru jízdy automobilu	63
4.6.3	Pevnostní výpočet měřicí plošiny	64
4.7	Ostatní části konstrukce	66
4.7.1	Nájezdové rampy	67
4.7.2	Přejezdový kryt	68
4.7.3	Závaží	69
4.7.4	Pojezdová kola	69
4.7.5	Kryt pohyblivých částí	70
4.7.6	Madlo	70
4.8	Měřicí řetězec	71
4.9	Finanční rozvaha	72
5	DISKUZE	73
5.1	Kalibrace ohybových snímačů síly	73
5.2	Korekční křivka fázového posuvu	75
5.3	Korekční křivka setrvačných sil pohyblivých částí testeru	76
5.4	Vyhodnocení naměřených dat	77
5.4.1	Vyhodnocovací metodika Ra3	77
5.4.2	Vyhodnocení fázového posuvu	78
5.5	Ověření funkce testeru	80
5.5.1	Ověření na experimentálním vozíku	81
5.5.2	Ověření na automobilu	82
6	ZÁVĚR	84
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	85
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	88
9	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	89
10	SEZNAM TABULEK	91
11	PŘÍLOHY	92

ÚVOD

Tlumiče pérování automobilu mají zásadní vliv na bezpečnost, stabilitu a komfort jízdy. Zajišťují stálý styk kola s vozovkou i při jízdě přes nerovnosti, což zkracuje brzdnou dráhu, zlepšují ovladatelnost a směrovou stabilitu vozidla. Tlumí rázy a odpružení vozu, snižují houpavost a naklánění vozidla při průjezdu zatáčky. Zajišťují menší opotřebení běhounu pneumatik a zvyšují jízdní komfort. [1]

Z těchto důvodů je potřeba pravidelně kontrolovat správnou funkci tlumičů pérování. Tato kontrola se provádí pomocí demontážní nebo bezdemontážní zkoušky tlumičů. Diplomová práce bude zaměřena na bezdemontážní diagnostiku tlumičů, konkrétně na rezonanční adhezní testování, které je založeno na vyhodnocovací metodice EUSAMA. Vyhodnocování pomocí této metodiky v poslední době upadá, a to hlavně z důvodu jejího selhávání u některých typů vozidel, především lehkých automobilů. Metodika EUSAMA vznikla roku 1976 a byla nastavena na tehdejší typy automobilů a tehdejší stav pozemních komunikací. Zdvih měřicí plošiny při vyhodnocování touto metodikou byl stanoven na hodnotu 6 mm, který simuloval stav tehdejších vozovek. Od doby vzniku metody neproběhla žádná její modifikace, což má za následek selhávání vyhodnocování u dnešních moderních automobilů, které jsou konstruovány na lepší stav pozemních komunikací.

V rámci této diplomové práce bude navržen nový, rezonanční adhezní tester, který úplně odstraní současné selhávání metodiky EUSAMA. Změna bude spočívat ve snížení budícího zdvihu měřicí plošiny na hodnotu 3 mm, s čímž je spojena i nová metodika vyhodnocování. Při snížení zdvihu měřicí plošiny bude také dosaženo klidnějšího chodu samotného testeru. Při konstrukčním návrhu nového testeru bude vycházeno z mobilního rezonančního adhezního testeru s názvem TriTec, jehož princip funkce vychází z metodiky EUSAMA. Tester TriTec byl vyvinut na Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně pod vedením doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc.

Tento tester má některé konstrukční nedostatky, které bude potřeba odstranit s využitím konstrukčních komponentů využívaných firmou Modulartest. Při modifikaci bude brán ohled především na funkčnost, jednoduchost, malé rozměry a mobilitu testeru, snadnou montáž při sériové výrobě a nízké finanční náklady na výrobu.

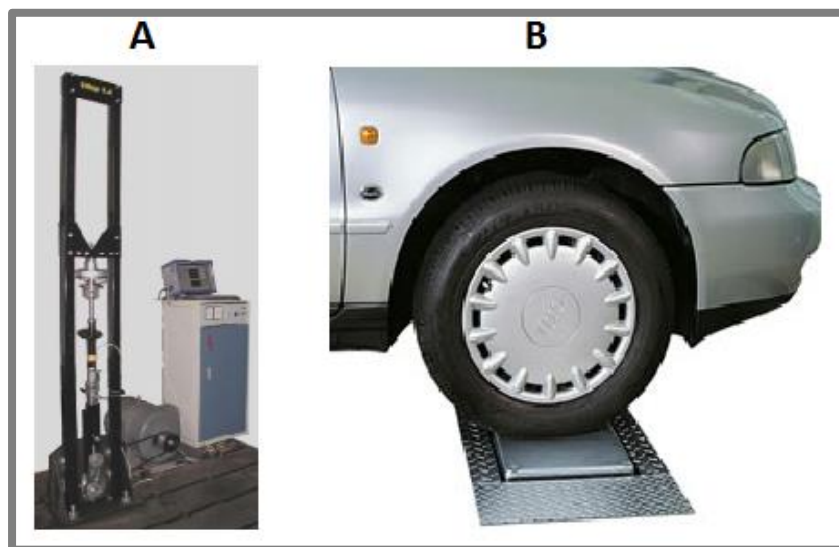
Po odstranění těchto konstrukčních nedostatků vznikne nový tester s pracovním označením TriTec2, který bude, v případě zájmu firmy Modulartest, připravován ke komerčnímu prodeji. Byl proveden průzkum trhu, ze kterého se zjistilo, že v současné době neexistuje na trhu žádný tester, který by se podobal testeru TriTec2. Dále bylo zjištěno, že kupní síla autoopravárenských firem v tuzemsku, Slovensku, Maďarsku a Polsku je spíše podprůměrná, a tak by mohl být o levný mobilní tester TriTec2 velký zájem. Z tohoto hlediska je v řešení projektu vysoký potenciál. [2]

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 Metody testování tlumičů

Testování tlumičů automobilu můžeme rozdělit na dva základní typy. Prvním typem je tzv. demontážní testování tlumiče, kde je nutné samotný tlumič z automobilu demontovat. Jeho stav je poté zjišťován na nákladných speciálních stojích, které určí přesný stav kontrolovaného tlumiče. Druhým typem je tzv. bezdemontážní testování tlumiče, kde se zjišťuje stav celého pružícího a tlumícího systému přímo na automobilu.

Z důvodu časové náročnosti (nutné demontovat a poté i namontovat automobilový tlumič) a nutnosti použití nákladných strojů při demontážním testování tlumiče, se upřednostňuje testování bezdemontážní, kterým se budeme zabývat v této diplomové práci. [3]



Obr. 1-1 A – demontážní kontrola tlumičů, B – bezdemontážní kontrola tlumičů [4], [5]

1.1.1 Bezdemontážní testování tlumičů:

Jak již bylo zmíněno, bezdemontážní testování zjišťuje stav celého pružícího a tlumícího systému přímo na automobilu. Velká výhoda této metody spočívá ve vysokém komfortu a rychlosti zkoušky. Fakt, že je zkoušen celý závěs kola, může mít negativní vliv při lokalizaci příčiny nevyhovujícího stavu nápravy. V servisní praxi se používají bezdemontážní testery tlumičů odpružení, které můžeme rozdělit na: [6]

- **Pasivní testery** – nutný manuální rozkmit sledované hmoty vozidla
- **Aktivní testery** – rozkmit sledované hmoty vozidla pomocí vlastního pohonu

Rozdělení testerů podle způsobu rozkmitání sledované hmoty vozidla a podle zvolené veličiny pro snímání kmitů:

- **Systém impulsní dokmitový**
- **Systém rezonanční amplitudový**
- **Rezonanční adhezní tester** [6]

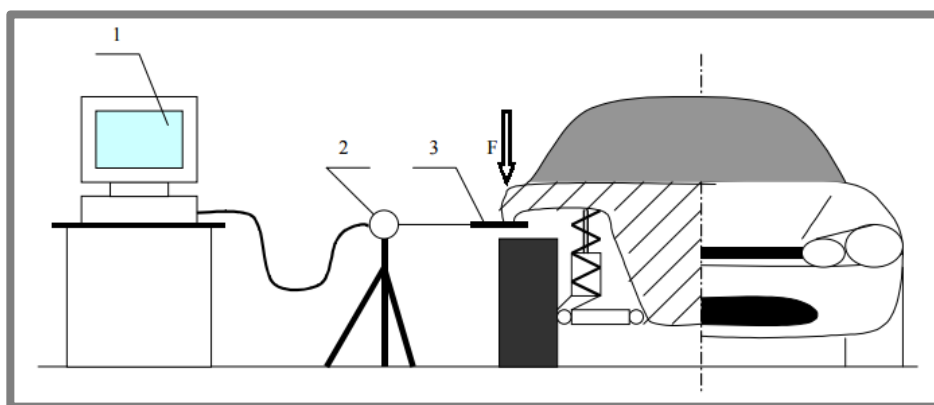
Rozdělení dle způsobu hodnocení naměřených výsledků:

- **Hodnocení srovnávací databázové**
- **Hodnocení bezpečnostní (EUSAMA) [6]**

1.1.2 Impulsní dokmitový test

1.1.2

Výhodou těchto testerů je jejich jednoduchost, prostorová nenáročnost, mobilita a jejich nízká cena. Touto metodou se sleduje pohyb karoserie, z čehož je pak odvozen měrný útlum odpružené hmoty. Rozkmitání karoserie je většinou vyvozeno ručním rozhoupáním, pohyb karoserie pak může být snímán dvěma způsoby, a to buď bezkontaktně (ultrazvukem - tester M-tronic), anebo kontaktně (odporově - tester TriStar). Jedná se o poměrně přesnou metodu vyhodnocování stavu tlumiče, která není příliš ovlivněna stavem celého závěsu kola, je však třeba přesně dodržovat podmínky měření stanovené touto metodou. Je potřeba zajistit dostatečné rozkmitání karoserie, proto je tato metoda nevhodná pro vozy s tvrdším nastavením odpružení a pro dodávkové a nákladní automobily. [7]

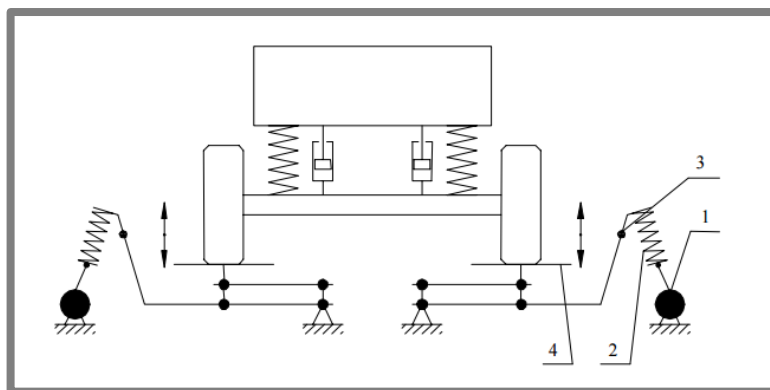


Obr. 1-2 TriStar Shock Tester (1 - počítač, 2 - odporový snímač, 3 - rameno snímače)
[6]

1.1.3 Rezonanční amplitudový test

1.1.3

Tato metoda spočívá v nuceném rozkmitání kola přes vibrační plošinu nad hranici rezonanční frekvence. Poté se odpojí zdroj kmitání a neodpružená hmota kmitá až do úplného zastavení, přičemž je snímán rozkmit plošiny neboli amplituda rozkmitu. Kmitání neodpružené hmoty prochází i přes oblast rezonančního kmitočtu, kde dochází k největšímu rozkmitu. Velikost tohoto rozkmitu je potom mírou tlumicího účinku měřeného tlumiče. Nevýhodou je nutnost srovnávání naměřených výsledků databázově pro každý typ vozidla. [8]

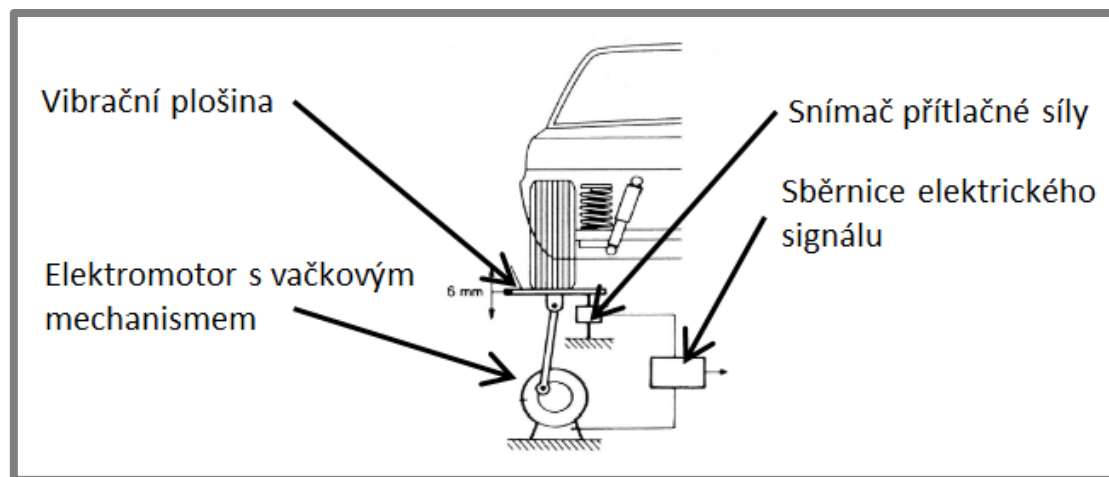


Obr. 1-3 Rezonanční amplitudový systém (1- elektromotor s vačkovým mechanismem, 2- tlačná pružina, 3- snímač zrychlení, 4 – opěrná plošina) [6]

1.1.4 Rezonanční adhezní test

V současné době jsou rezonanční adhezní testery nejrozšířenější typy zařízení pro testování tlumičů pro osobní automobily v Evropě. Tyto testery jsou založeny na principu EUSAMA, což je jeden z důvodů vysoké oblíbenosti tohoto druhu testování. Tato metoda bude popsána v následující kapitole. Rezonanční adhezní testery přímo vyhodnocují tlumení neodpružené hmoty vozidla, což je nejdůležitější z hlediska bezpečnosti provozu. [9]

Měřené kolo je umístěno na měřicí plošině testeru. Měřicí plošina začne simulovat nerovnosti vozovky, a to tak, že začne svisle kmitat. Současně tato plošina registruje přítlačnou sílu kola na tuto plošinu. Jako výsledek zkoušky je považována nejmenší naměřená přítlačná síla kola k plošině během testu. [6]



Obr. 1-4 Schéma rezonančního adhezního testeru [10]

Předností této kategorie testerů jsou jejich testovací podmínky (zdvih a kmitočet), které jsou velmi blízké skutečným provozním podmínkám, při kterých je zjišťování stavu tlumičů nejdůležitější. Testery jsou navíc i konstrukčně jednoduché a umožňují snadné podpovrchové umístění. [6]

1.2 Metodika EUSAMA

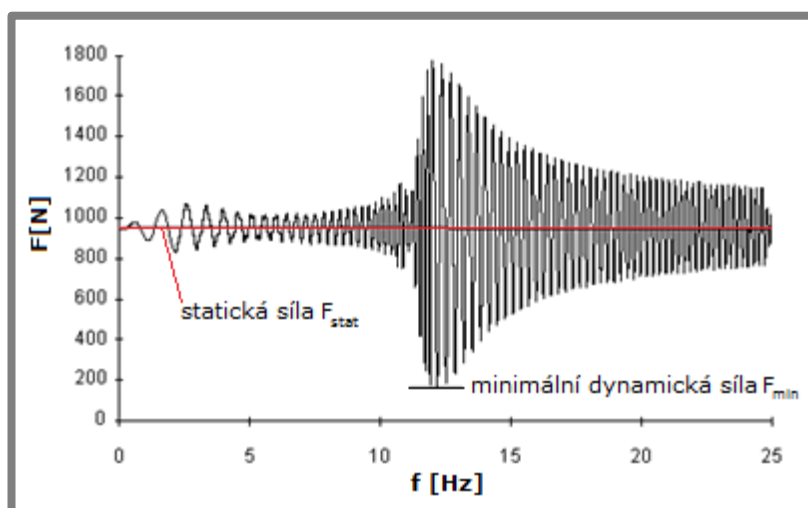
1.2

Sdružení evropských výrobců zkušeben tlumičů (EUropean Shock Absorber Manufacturers Association, zkratka EUSAMA) zavedlo jednotné zkušební podmínky, při posuzování technického stavu zavěšení kol. Systém EUSAMA se v diagnostických systémech používá od roku 1976. [11]

1.2.1 Princip metody

1.2.1

Kolo je umístěno na svisle kmitající plošině rezonančního adhezního testeru. Svisle kmitající plošina simuluje nerovnosti vozovky a současně snímá přítláčnou sílu tohoto kola při proměnlivé frekvenci vibrační plošiny. Touto metodou se zjišťuje kvalita kontaktu kola s vozovkou, tzn. přilnavost kola k vozovce (adheze). Změří se statická síla, kterou působí stojící kolo na plošinu testeru (100%) a ta se poté porovnává se silou, která je vyvozena tímto kolem na plošinu testeru při rozkmitání. Plošina simuluje nerovnosti vozovky při různých rychlostech. Frekvenční rozsah kmitání je zpravidla 0-25 Hz. Nejmenší hodnota přítláčné síly bývá obvykle v rozsahu 12-16 Hz (podle typu vozidla a tlumiče). Výsledkem zkoušky je tedy nejmenší hodnota přítlaku kola k plošině v průběhu celého testu. [12]



Obr. 1-5 Výstupní charakteristika metody EUSAMA [13]

Výpočet pro minimální hodnoty adheze dle EUSAMA: [14]

$$EUSAMA = \frac{F_{MIN}}{F_{STAT}} \cdot 100 [\%]$$

Kde:

EUSAMA[%]	-minimální hodnota adheze dle EUSAMA
F_{MIN} [N]	-minimální naměřená přítláčná síla během zkoušky
F_{STAT} [N]	-statická síla od kola v nezatíženém stavu

Minimální hodnota adheze se zjišťuje zvlášť pro každé kolo vozidla. Vyhodnocení této metody je uvedeno v následující tabulce: [14]

Tab. 1-1 Vyhodnocení stavu tlumiče dle metodiky EUSAMA [14]

Minimální naměřená hodnota adheze	Hodnocení stavu tlumiče
61 % a více	výborný
41 - 60 %	dobrý
21 - 40 %	vyhovující
0 - 20 %	nevyhovující

1.2.2 Nedostatky metody EUSAMA

Metodika EUSAMA má také některé nedostatky. Výsledek měření je například podstatně závislý na okamžité hmotnosti vozidla, lépe řečeno na podílu okamžité hmotnosti na měřeném kole. Výsledky měření jsou na okamžité hmotnosti vozidla závislé až do takové míry, kdy i rozdíl objemu paliva v nádrži může výsledky měření značně ovlivnit. Dále nastává problém u neodborně opravených vozidel, kdy deformovaná karoserie způsobuje rozdílné rozložení sil na jednotlivá kola. Proto je třeba zajistit stejnou hmotnost a její stejné rozložení při jakýchkoliv porovnávacích testech na daném modelu vozidla. Další aspekt ovlivňující výsledky měření je okamžitá radiální tuhost pneumatiky. Je tedy třeba dbát na správné nahuštění pneumatik během testu. Je však třeba uznat, že tyto zlepšené či zhoršené výsledky odpovídají skutečným jízdním podmínkám v konkrétním technickém stavu. [6]

Další problém nastává při měření lehkých vozidel. Může nastat případ, kdy těžký automobil s nevyhovujícím tlumičem může mít lepší výsledky, než lehký automobil s tlumičem v dobrém stavu. Tento případ nastává z důvodu, že tlumiče lehkého automobilu jsou většinou nastaveny na městský provoz (vozovka v dobrém stavu), a tak může při metodice EUSAMA (zdvih plošiny 6 mm) dojít k úplnému odskoku kola od měřicí plošiny.

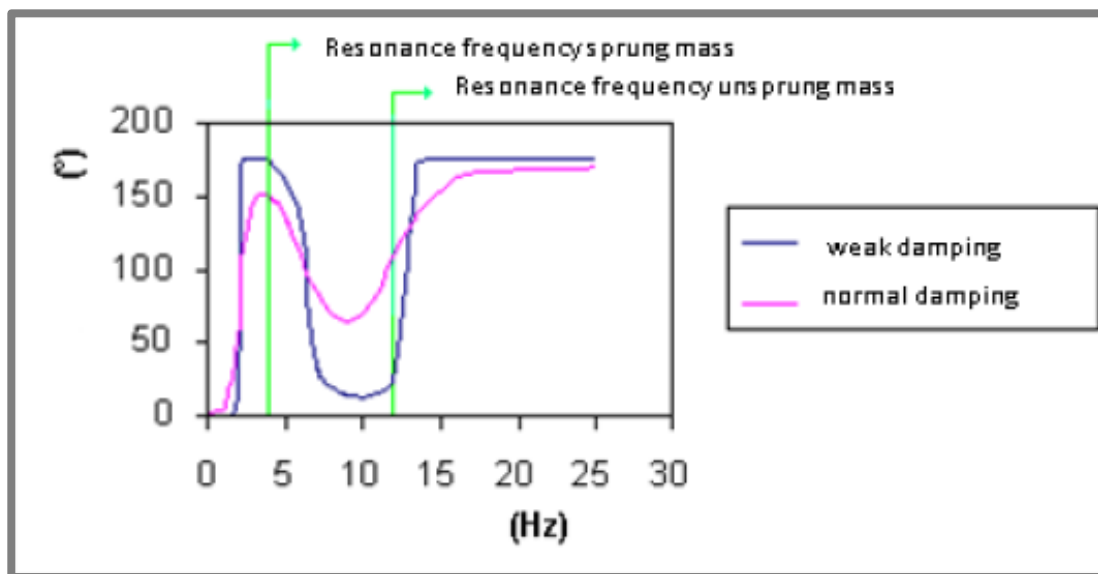
Nevyhovující výsledky mohou nastat i u vozů vyšší střední třídy. Konkrétně u vozů, na kterých jsou použity tzv. runflat pneumatiky, které díky jejich vyšší tuhosti zapříčinily nevyhovující výsledky tlumičů. [15]

Z těchto důvodů je nutné nezaměřovat se pouze na testování tlumičů odpružení, ale i na komplexní pohled celé problematiky této diagnostiky. Abychom byli schopni dosáhnout správných výsledků, je zapotřebí dobrý technický stav náprav vozidla a také kvalitní vyhodnocovací software. Je zapotřebí vyhodnocovat zkoušku i podle jiných (doplňkových) kritérií, než které jsou stanoveny asociací EUSAMA (minimální přitlačná síla). [15]

1.3 Používané doplňkové kritéria

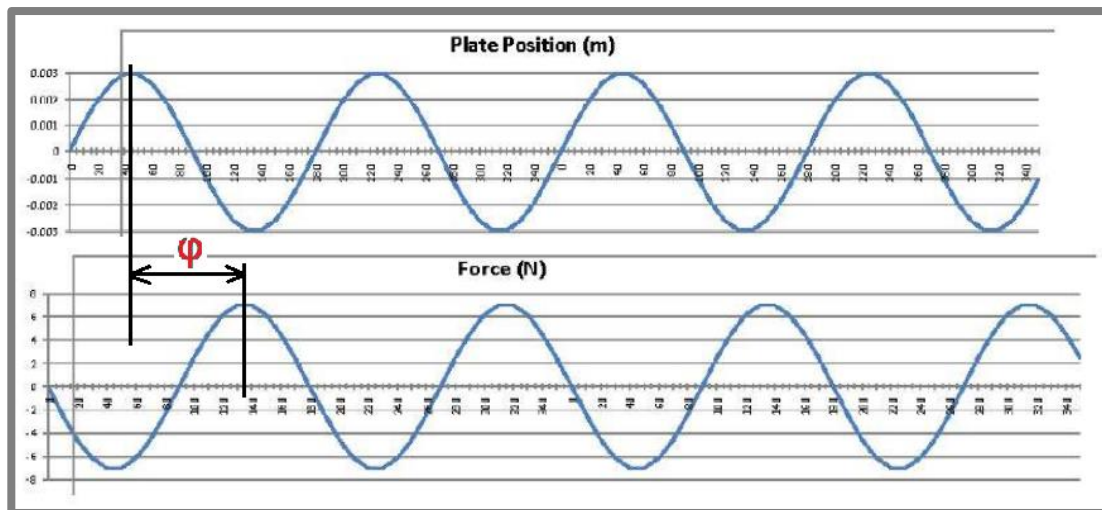
1.3.1 Fázový posuv

Nové rezonanční adhezní testery jsou schopny sledovat fázový posuv. Fázový posuv φ lze definovat jako rozdíl mezi fází vibrační plošiny a fází kontaktu pneumatiky s vibrační plošinou. Fázový posuv se mění s měnící se frekvencí, při testování tlumičů je důležitý minimální fázový posuv, který nastane během zkoušky. Na motoru bývá umístěn snímač otáček, díky kterému je možno snímat polohu vibrační plošiny. Na Obr. 5 je znázorněn rozdíl fázového posuvu mezi dobrým a špatným tlumičem. [13]



Obr. 1-6 Rozdíl mezi fázovým posuvem dobrého a špatného tlumiče [16]

Na toto téma byla zpracovaná práce, ve které bylo na základě experimentu stanoveno, že mezní hodnota fázového posuvu bude mít hodnotu 40° . Všechny měřené automobily s novými tlumiči dosahovaly vyšší hodnotu minimálního fázového posuvu než hodnotu 40° , i když podle metody EUSAMA byly vyhodnoceny jako nevyhovující. [16]



Obr. 1-7 Grafické znázornění fázového posuvu [16]

1.3.2 Měrný útlum b_r

Měrný útlum je jednoduše a srozumitelně definovaný parametr, a tak je vhodným doplňujícím kritériem k metodice EUSAMA. Měrný útlum b_r se standardně používá k hodnocení funkčnosti tlumiče. Jeho mezní hodnota je obecně uvažována $b_r=0,1$. Tlumení dosahující nižších hodnot se považuje za nedostatečné. Měrný útlum pro závěs kola automobilu (kmitavá soustava o 2 stupních volnosti) je definován podle vztahu: [17]

1.3.2

$$b_r = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{(k_1 + k_2) \cdot m_1}}$$

Kde:

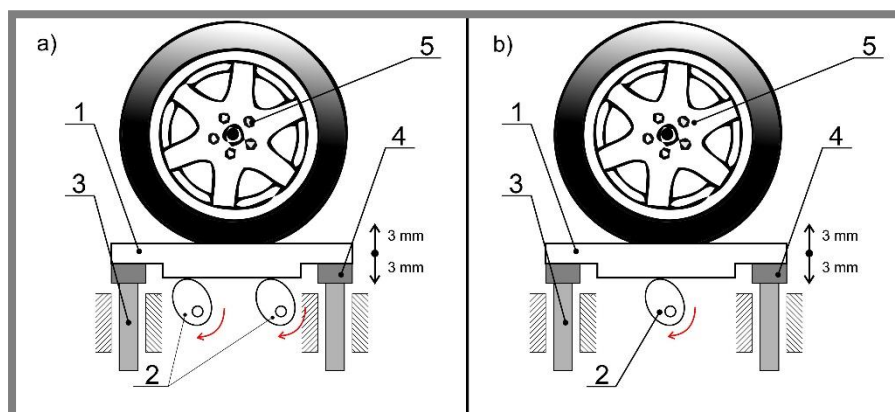
$b_r[-]$	-měrný útlum
$b[\text{Ns/m}]$	-útlum tlumiče
$k_1[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	-tuhost pneumatiky
$k_2[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	-tuhost odpružení závěsu kola
$m_1[\text{kg}]$	-neodpružená hmotnost

1.4 Konstrukční varianty EUSAMA testerů

Konstrukce EUSAMA testerů se může velice lišit. Hlavním cíle konstrukce je zajistit vertikální pohyb měřicí plošiny $\pm 3 \text{ mm}$ (dáno metodikou EUSAMA) s maximální odchylkou pouze $+0,05 \text{ mm}$. Excitace plošiny je nejčastěji řešena pomocí vačky, která je roztáčena elektromotorem. Dále je potřeba zajistit vertikální vedení plošiny, které může být realizováno např. pomocí vodících pouzder, planžet, kyvným rámem, pomocí paralelogramu atd. K měření statické a dynamické síly se nejčastěji používají tenzometrické snímače. [18]

1.4.1 Vertikální vedení plošiny pomocí vodících pouzder

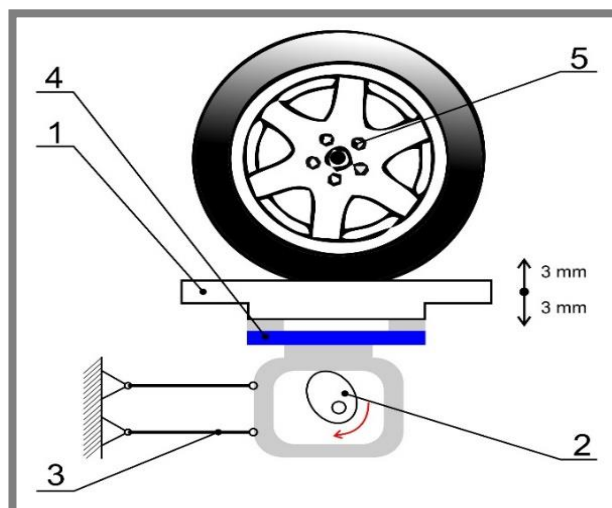
Jedná se o jednoduché a spolehlivé vedení měřicí plošiny. Může být realizováno pomocí kluzného ložiska nebo lineárním kuličkovým vedením. Nevýhodou je velká náročnost na přesnost výroby. [18]



Obr. 1-8 Schéma vedení plošiny pomocí vodících pouzder, a) Se dvěma vačkami
b) S jednou vačkou, 1 – měřicí plošina, 2 – vačka, 3 – vodící pouzdra, 4 – snímač síly, 5 – kolo automobilu [18]

1.4.2 Vedení plošiny pomocí paralelogramu

Jedná se o čtyřkloubový mechanismus, který zajistí pohyb měřicí plošiny pouze po kružnici, avšak při neustálém zajištění její vodorovné polohy. Toto vedení je značně robustní a odpadá zde nutnost údržby. [18]

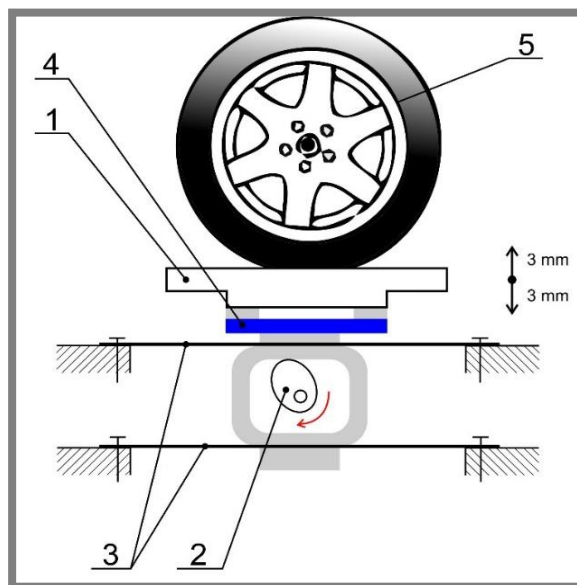


Obr. 1-9 Schéma vedení plošiny pomocí paralelogramu, 1 – měřicí plošina, 2 – vačka, 3 – ramena paralelogramu, 4 – snímač síly, 5 – kolo automobilu [18]

1.4.3 Vertikální vedení plošiny pomocí planžet

1.4.3

Přesné vertikální vedení zajišťují planžety, které fungují jako plochá pružina. Jedná se o výrobně jednodušší způsob vertikálního vedení plošiny, avšak planžety je nutno navrhnout tak, aby svou tuhostí přenesly zatížení od kola při nájezdu i výjezdu na tester. Tento systém je využíván u levnějších testerů firmami jako např. ModularTest nebo Actia Muller. [18]



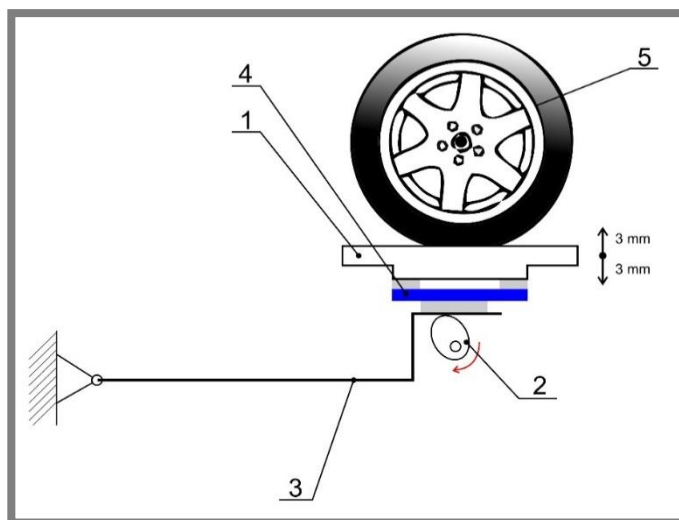
Obr. 1-10 Schéma vertikálního vedení plošiny pomocí planžet, 1 – měřicí plošina, 2 – vačka, 3 – planžeta, 4 – snímač síly, 5 – kolo automobilu [18]

1.4.4 Vertikální vedení plošiny pomocí kyvného rámu

1.4.4

Tento způsob vedení je možno vyřešit více konstrukčními způsoby. Většinou je měřicí plošina umístěna na konec kyvného rámu, čímž se sníží kyvný pohyb po

kružnici. Při malých amplitudách pak nemá téměř žádný vliv na výsledek měření. [18]



Obr. 1-11 Schéma vertikálního vedení plošiny pomocí kyvného rámu, 1 – měřicí plošina, 2 – vačka, 3 – kyvný rám, 4 – snímač síly, 5 – kolo automobilu [18]

1.5 Komerčně vyráběné mobilní testery

1.5.1 TriStar Shock Tester

Jedná se o jednoduchý a mobilní tester od českého výrobce, který k vyhodnocení stavu tlumičů používá impulsní dokmitový systém. Při samotném testu dojde k manuální excitaci karoserie automobilu a poté jsou snímány svislé kmity odpružené hmoty. Snímání svislých kmitů je zajištěno pomocí odporového snímače, jehož rameno je umístěno do výřezu blatníku. Signál ze snímače je přiveden do počítače, kde ve speciálním programu dojde k vyhodnocení měrného útlumu celkové odpružené hmoty. Měření jednoho automobilu nepřesáhne 5 minut. Pro zajištění názornosti je možné přepočítat měrný útlum odpružené hmoty na měrný přítlak dle směrnice EUSAMA. V demontovaném stavu lze celý tester umístit do transportního kufříku viz následující obrázek. [6]



Obr. 1-12 TriStar Shock Tester [19]

1.5.2 M-TRONIC SAT USB

1.5.2

Tester od německé firmy M-Tronic používá, stejně jako výše zmíněný tester TriStar, k vyhodnocení stavu tlumičů impulsní dokmitový systém. Opět se jedná o jednoduchý mobilní tester malých rozměrů. Opět musí dojít k manuální excitaci karoserie automobilu a poté jsou snímány svislé kmity odpružené hmoty. Rozdíl mezi tímto testerem a testerem TriStar je ve snímání svislých kmitů karoserie. U testeru M-Tronic jsou svislé kmity snímány pomocí ultrazvukového snímače. M-Tronic se připevní pomocí přísavných úchytů na blatník nad testované kolo automobilu. Po rozhoupání karoserie se odrazem ultrazvukového signálu od podlahy analyzuje pohyb odpružené hmoty. Součástí zařízení je mikroprocesor, tepelná tiskárna a display, takže při testování není třeba tento tester propojovat s počítačem. Vyhodnocení stavu tlumiče se uskutečňuje pomocí databázového srovnávání, tzn., že se porovnávají naměřené údaje s údaji, které má tester pevně uloženy ve své paměti pro daný typ vozidla. Zde nastává problém, že některá vozidla nemusí být v této databázi zahrnuta, a tak může při vyhodnocení výsledků dojít k určité nepřesnosti. Tester se dá uložit do transportního kufříku, viz následující obrázek. [12]



Obr. 1-13 Tester S-A-T USB [20], [21]

1.5.3 Tester tlumičů ATAL

1.5.3

Tento tester pracuje na rezonančním amplitudovém principu a vyrábí se ve třech verzích (mobilní, stacionární a verze modul). Je určen pro všechna vozidla s maximální zátěží na nápravu 2 500 kg. Součástí mobilní verze je i speciálně upravený automobilový přívěs, do kterého jde celý tester složit. Složení a rozložení testeru trvá jednomu člověku maximálně 20 minut. Součástí mobilní verze je dále tablet PC, tiskárna na speciálním podstavci a nízko-profilová nastavitelná měřicí stolička určená k testu. Výsledek měření je uváděn v hodnotě C.A.P. (Phase Damping coefficient), jedná se o hodnotu, která není závislá na ostatních vlastnostech vozidla (váha, tlak v pneumatikách). Interpretace výsledků pro uživatele jsou ve třech kategoriích: dobrý, poškozený a vadný. Tester však zobrazuje také hodnotu EUSAMA. Na kompletní test vozu stačí cca 3 minuty. [22]



Obr. 1-14 Mobilní verze testeru ATAL [22]

1.6 Přehled cen vybraných testerů tlumičů

Tab. 1-2 Přehled cen vybraných testerů tlumičů -2015 [2]

VÝROBCE	MODEL	TYP	MOBILITA	CENA BEZ DPH [Kč]
ModularTest s.r.o., Czech republic	ST500-PC	Rezonančně adhezní	NE	223 000
ModularTest s.r.o., Czech republic	ST600A-PC	Rezonančně adhezní	NE	257 000
VTEQ S.L , Spain	EUSA 3000	Rezonančně adhezní	NE	189 400
CARTEC GmbH, Germany	FWT 2010 E	Rezonančně adhezní	NE	205 000
M-Tronic Design and Technology GmbH, Germany	SAT USB	Impulsní dokmitový	ANO	83 000

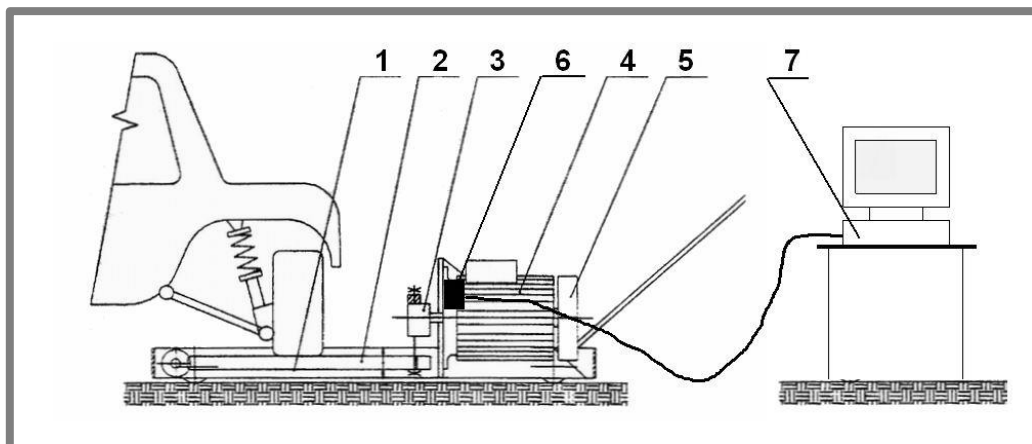
1.7 Mobilní tester závěsu automobilového kola TriTec

Rezonanční adhezní tester TriTec je mobilní zařízení sloužící pro testování závěsu automobilového kola. Tento tester byl vyvinutý doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc. z Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně.

Při návrhu testeru TriTec se vycházelo z metodiky EUSAMA a z výhod i nevýhod rezonančních adhezních testerů. Za výhodu bylo považováno objektivní kritérium hodnocení nápravy při simulaci reálných provozních podmínek. Jako nevýhoda byla brána nízká schopnost lokalizovat příčinu zhoršených vlastností závěsu kola.

Vibrační jednotka je konstruována jako jednoduchý pákový model. Za účelem přiblížení se co nejvíce reálným provozním podmínkám, byla snížena hodnota budícího rozkmitu zkušební plošiny z hodnoty 6 mm (doporučená hodnota směrnici EUSAMA) na hodnotu 3 mm. Toto snížení hodnoty budícího rozkmitu zkušební plošiny zajistí klidné chování testeru a vozidla během zkoušky. Na spodní straně obou ramen kmitajícího kyvného rámu jsou umístěny čtyři do můstku zapojené tenzometrické snímače, které jsou schopny snímat přítlakovou sílu kola na kyvný rám 250x za vteřinu. Rozdílové napětí můstku je zesíleno zesilovačem, který

je umístěn na rámu testeru. Další zpracování signálu je zajištěno díky A/D převodníku, který je umístěn v počítači. Všechna tato elektronická zařízení jsou napájena z počítače. [23]



Obr. 1-15 Schématický náčrt testeru TriTec (1-tenzometry, 2-kyvný rám, 3-excentr, 4-elektromotor, 5-setrvačnick, 6-zesilovač, 7-převodník v PC) [23]

Jedná se o malý mobilní tester určený pro test na jediném kole. Tento fakt způsobuje vyšší časovou náročnost pro testování všech čtyř závěsů kol automobilu. Toto je však vyváženo konstrukční jednoduchostí, provozní spolehlivostí a nízkou cenou testeru TriTec.

Tester je vhodný zejména pro menší provozovny, kde není dostatek prostoru. Malé rozměry a nízká hmotnost umožňují provádět zkoušky tlumičů i mimo autodílnu. [23]



Obr. 1-16 Tester TriTec [4]

1.7.1 Zpracování naměřeného signálu

1.7.1

U testeru TriTec je použita nová metodika zpracování naměřeného signálu. Vlastní řídicí program je rozšířen o výpočtový aparát, který umožňuje lokalizaci

příčiny nestandardní odezvy závěsu kola na budící rozkmit. Tato metodika lze použít i u testerů jiných výrobců. [23]

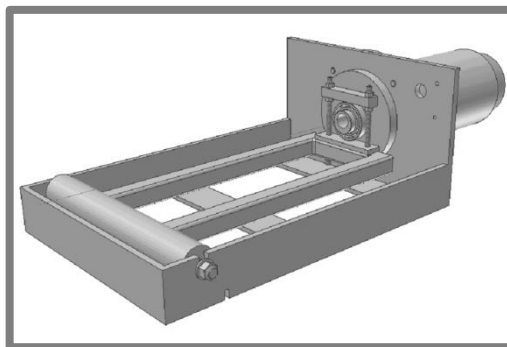
Vyhodnocovací algoritmus má dvě základní funkce. První funkcí vyhodnocovacího algoritmu je posoudit celkový stav nápravy dle metodiky EUSAMA. Změna budícího zdvihu je korigována výpočtem (uvažována lineární závislost), takže výsledky měření se dají porovnávat s výsledky testerů od jiných výrobců.

Druhou funkcí je částečně automatické a částečně interaktivní posouzení jednotlivých typů závad na nápravě pomocí doplňkového kritéria šířky rezonančního vrcholu. Pokud má kmitočtová charakteristika měřeného kola jeden výrazný vrchol je vyhodnocení plně automatické. Pokud má vrcholů více (špatný technický stav nápravy, měkce uložený motor apod.) je třeba postupovat interaktivně. V tomto případě je třeba upřesnit volbu vyhodnocovaného vrcholu (ω_0), dále je potřeba vhodně proložit náhradní křivku s naměřenými body. K takto vybranému vrcholu ("problému") je kromě hmotnosti připadající na měřené kolo stanoven i jeho kmitočet, součinitel útlumu a amplituda rozkmitu. Díky těmto parametrům je možno stanovit vážnost daného problému, a také tyto parametry mohou sloužit k určení příčiny závady. [23]

1.8 Nedostatky testeru TriTec

1.8.1 Obtížné ustavení kola na střed rámu

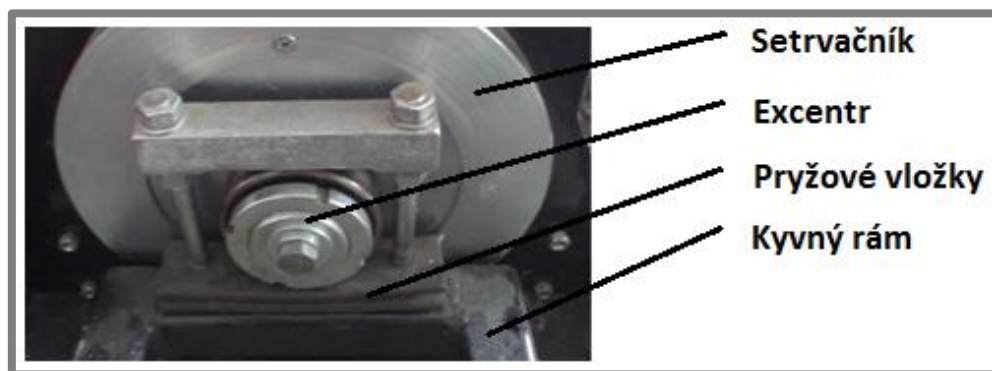
Ustavit kolo přesně na střed kyvného rámu je důležité pro dodržení stanoveného budícího zdvihu. U stávající konstrukce je obtížné ustavit měřené kolo přímo na střed kyvného rámu, jelikož kyvný rám je realizován bez tvarové úpravy, která by zajišťovala ustavení kola do požadované polohy. Ustavení kola tak závisí pouze na měřicím technikovi, který ustaví kolo přibližně na střed podle svého odhadu.



Obr. 1-17 Přímý kyvný rám testeru TriTec [23]

1.8.2 Propojení kyvného rámu s motorem

Současné propojení kyvného rámu s hnací hřídelí motoru je realizováno pomocí dvou šroubů a hranolu viz následující Obr. Mezi excentr a kyvný rám je umístěna pryžová vložka, která má za následek klidnější chod s menšími rázy. Při takto realizovaném uložení však vznikají boční síly na kyvný rám, které jsou nežádoucí.



Obr. 1-18 Propojení kyvného rámu s hřídelí motoru

1.8.3 Měření přitlačné síly

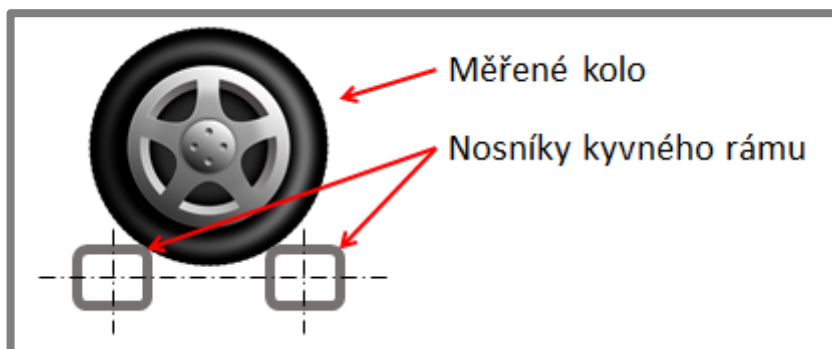
1.8.3

Měření přitlačné síly je realizováno pomocí čtyř, do můstku zapojených tenzometrických snímačů, které jsou instalovány na spodní straně kyvného rámu. Takto realizované snímání přitlačné síly je nevhodné pro sériovou výrobu (složitá montáž).

1.8.4 Tvar kyvného rámu

1.8.4

Kyvný rám je navržen tak, že kvůli jeho tvaru dochází k modifikaci tuhosti pneumatiky. Měřené kolo je během testu ustaveno mezi dva nosníky rámu, znázorněno na Obr. 1-19. Tuhost pneumatiky takto ustaveného kola je pak rozdílná, než kdyby bylo kolo ustaveno na rovné podložce. Z rešeršní části bylo zjištěno, že tuhost pneumatiky značně ovlivňuje výsledky měření, a proto je tento tvar rámu nevhodný.



Obr. 1-19 Umístění kola na kyvném rámu během měření [24]

1.8.5 Lineární model pro přepočítání na hodnotu EUSAMA

1.8.5

U testeru TriTec je snížen budící zdvih na hodnotu 2,3 mm oproti ostatním EUSAMA testerům. Je tedy nutno naměřené hodnoty na testeru TriTec korigovat výpočtem, aby bylo možné porovnávat naměřené hodnoty se všemi EUSAMA testery. Pro tento přepočítání je uvažován lineární model, což ve skutečnosti nemusí být pravdou, a tak je možná jistá nepřesnost v naměřených (přepočtených) hodnotách.

1.8.6 Interaktivní doplňkové kritérium

1.8.6

V případech, kdy má kmitočtová charakteristika složitější průběh (více rezonančních vrcholů), je třeba vyhodnocovat stav zavěšení interaktivně. Tento fakt výrazně prodlužuje čas měření, což je nežádoucí.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně vznikl projekt, který byl zaměřen na bezdemontážní diagnostiku tlumičů. Konkrétně byl vyvinut malý mobilní tester, který dostal označení TriTec. Tento tester se vyznačuje specifickou konstrukcí oproti ostatním, komerčně vyráběným, rezonančním adhezním testerům. Přínosy této specifické konstrukce jsou:

- mobilita a nízká hmotnost testeru
- nízká cena
- vyhodnocování pomocí jiných metod než EUSAMA

Se specifickou konstrukcí jsou však zatím spojeny i některé konstrukční a softwarové nedostatky, které je potřeba odstranit. Jedná se zejména o:

- obtížné ustavení kola na střed kyvného rámu
- nevhodné propojení kyvného rámu s motorem (vznikají boční síly)
- nevhodné měření přitlačné síly (nevhodné pro sériovou výrobu)
- malá nosnost testeru pro soudobé automobily
- nevhodný tvar kyvného rámu (ovlivňující tuhost pneumatiky)
- uvažován lineární model pro přepočet analýzy se sníženým zdvihem na hodnotu EUSAMA

Další možné negativní vlivy na výsledky měření, které tato konstrukce přináší, a které bude nutno ověřit na široké škále různých variant podvozků:

- vliv sníženého zdvihu
- vliv pružných komponent konstrukce (pojezdová kola, vidlice rámu)

Cílem této práce je navrhnout novou konstrukci testeru s využitím konstrukčních komponentů využívaných firmou Modulartest, která odstraní konstrukční nedostatky stávající konstrukce. Nová konstrukce ponese pracovní označení TriTec2. Tester bude navržen pro maximální zatížení 650 kg a jeho jmenovitý zdvih bude 3 mm. Přejezdová výška testeru nesmí přesáhnout 120 mm.

Dále bude potřeba ověřit funkci nově navržené konstrukce a analyzovat faktory ovlivňující výsledky měření. Součástí práce bude také návrh algoritmu vyhodnocování naměřených dat.

Tab. 2-1 Konstrukční parametry testeru TriTec a modifikované verze TriTec2

	TriTec	TriTec2
Zdvih	2,4 mm	3 mm
Délka ramena	520 mm	
Max. frekvence zdvihu	25 Hz	20-25Hz
Nosnost	400 kg	650 Kg
Přejezdová výška	80 mm	Max. 120 mm
Mobilita mimo měření	ANO	ANO
SAMOVLNÉ USTAVENÍ KOLA NA STŘED	NE	ANO

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

3

3.1 Zhodnocení současného stavu testeru TriTec

3.1

Z rešeršní části vyplývá, že původní tester TriTec má některé konstrukční nedostatky, které je potřeba odstranit, aby mohla být uskutečněna snadná sériová výroba testeru a následný komerční prodej firmou ModularTest s.r.o. Jedná se především o úpravu (viz kapitola 3):

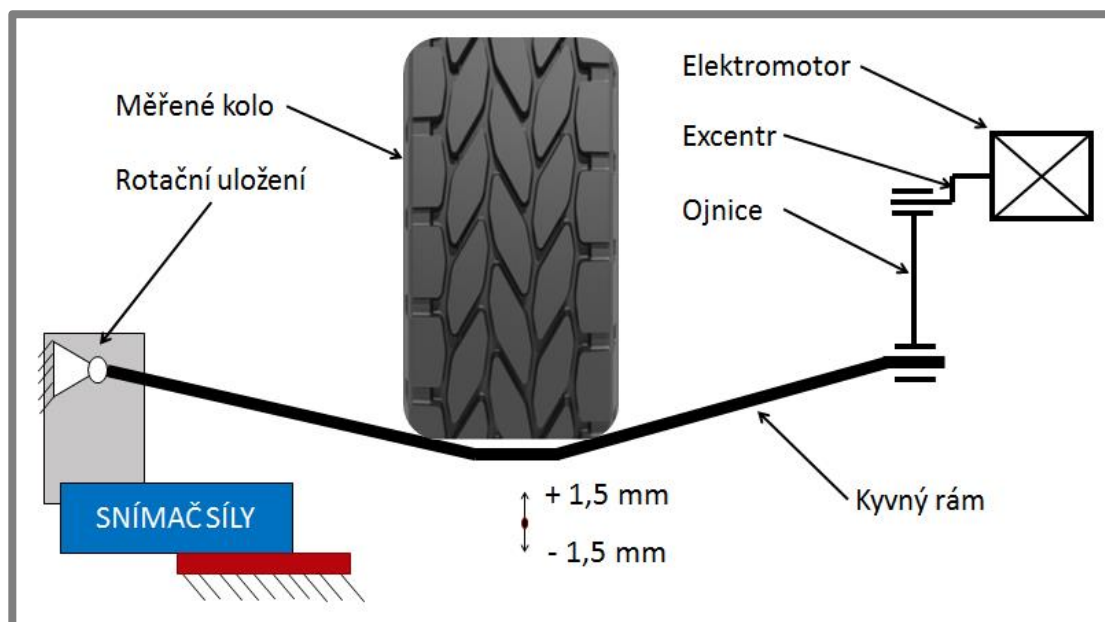
- Kyvného rámu
- Propojení kyvného rámu s pohonem
- Snímání síly

Na základě těchto konstrukčních nedostatků původního testeru TriTec, byly navrženy nové konstrukční varianty, ve kterých jsou tyto konstrukční nedostatky eliminovány.

3.2 Varianta 1 – kyvný rám tvaru V

3.2

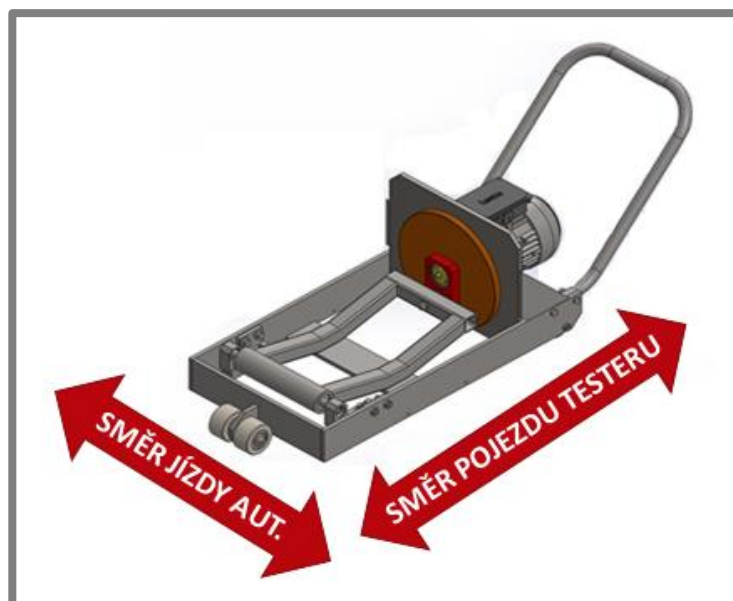
Tato varianta vznikla v rámci studentského projektu roku 2014 – 2015 a v rámci bakalářské práce [25], [26]. V těchto pracích byl vytvořen koncepční návrh testeru, při kterém bylo značně vycházeno z původní verze TriTec. Princip funkce této varianty je shodný s původní verzí TriTec. Kyvný rám je konstruován jako jednoduchý pákový model. Na jedné straně je rotačně uložen a na straně druhé spojen přes ojnici a excentr s pohonem viz Obr. 3-1.



Obr. 3-1 Schématické znázornění varianty 1 [27]

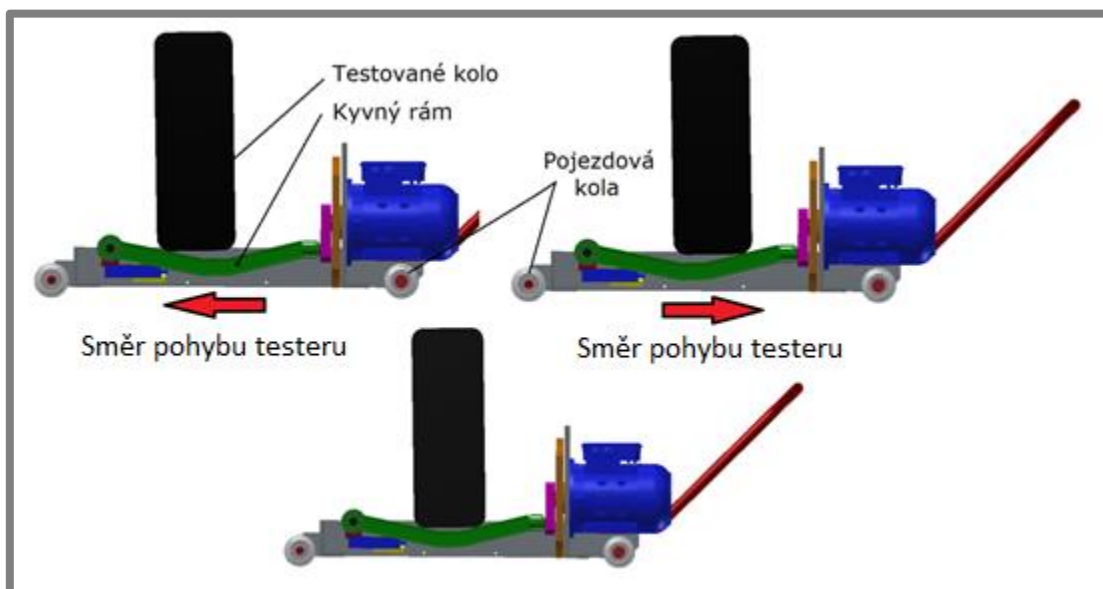
Během měření musí být kolo ustaveno na střed kyvného rámu jak ve směru jízdy automobilu, tak ve směru pojezdu testeru (Jednotlivé směry znázorněny na Obr. 3-2). Přesné umístění kola na střed rámu je důležité pro dodržení předepsaného zdvihu, který je pouze na střed kyvného rámu (ve směru pojezdu

testeru). S dodržením předepsaného zdvihu poté souvisí i přesnost měření (jiná hodnota zdvihu = jiná hodnota přitlačné síly kola).



Obr. 3-2 Varianta 1 s vyznačenými směry [25] [26]

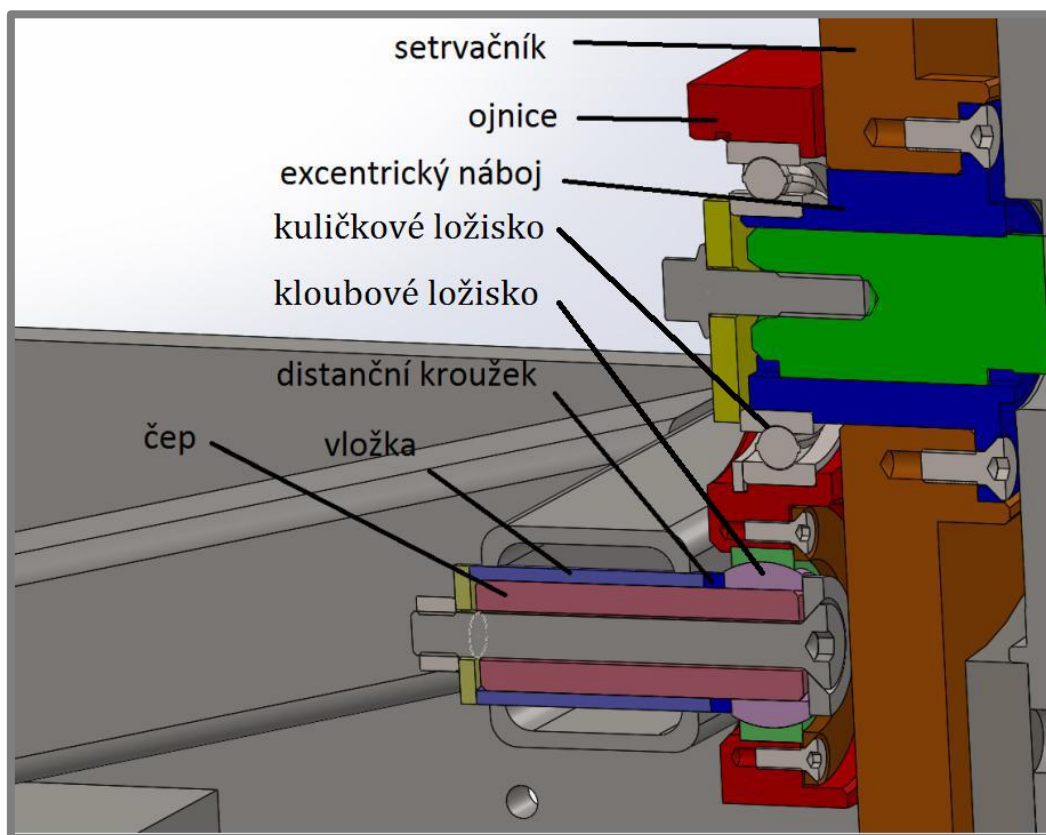
Rozdíl oproti původní verzi je v tom, že umístění měřeného kola na střed kyvného rámu v obou směrech bude probíhat samovolně. Ve směru jízdy automobilu se kolo ustaví přesně mezi oba nosíky kyvného rámu samovolně (stejně jako u původní verze). Ve směru pojezdu testeru pak bude docházet k umístění kola na střed pomocí tvaru kyvného rámu (tvar V) v kombinaci s pojezdovými koly. Tester pod tíhou automobilu se sám ustaví do přesné pozice, viz Obr. 3-3.



Obr. 3-3 Středění měřeného kola varianty 1

Díky samovolného ustavování měřeného kola na střed kyvného rámu v obou směrech, odpadá nutnost přesného najetí měřeného kola na tester, čímž byl odstraněn konstrukční nedostatek týkající se kyvného rámu původní verze TriTec.

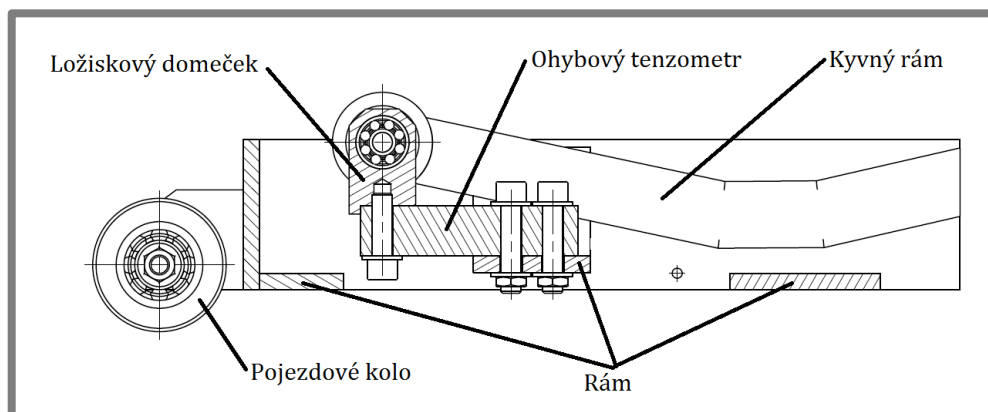
Dalším nedostatkem původní verze bylo nevhodné propojení kyvného rámu s motorem, při kterém vznikaly nežádoucí boční síly na kyvný rám. U varianty 1 byla k propojení motoru a kyvného rámu použita ojnice, která je uložena na hřídeli motoru přes excentrický náboj. Díky tomuto excentrickému náboji potom bude vyvozen kývavý pohyb kyvného rámu, se kterým bude ojnice spojena pomocí kloubového ložiska. Kloubové ložisko muselo být použito z důvodu, že konec kyvného rámu (na kterém je uložena ojnice) vykonává pohyb po kružnici, tím pádem se mění i úhel jeho natočení vzhledem k ojnici. Řešení propojení kyvného rámu s motorem je znázorněno na Obr. 3-4.



Obr. 3-4 Propojení kyvného rámu s pohonem [25]

Řešením propojení kyvného rámu s motorem pomocí ojnice byl odstraněn vznik nežádoucích bočních sil na kyvný rám během testu, čímž byl odstraněn další konstrukční nedostatek původní verze testeru TriTec.

Dalším konstrukčním nedostatkem u původní verze bylo řešení měření přítláčné síly měřeného kola. V této verzi byly pro snímání přítláčné síly měřeného kola použity dva ohybové snímače síly, které byly umístěny pod rotačním uložením kyvného rámu, viz Obr. 3-5.



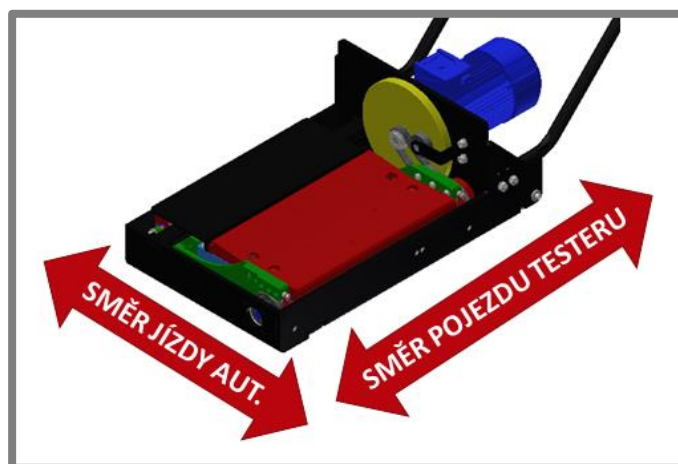
Obr. 3-5 Uložení kyvného rámu na ohybových snímačích síly

U původní verze bylo řešeno snímání přítláčné síly měřeného kola pomocí čtyř, do můstku zapojených tenzometrických snímačů, které byly instalovány na spodní straně kyvného rámu. Toto řešení vyžadovalo složitou instalaci tenzometrických snímačů, a tím pádem bylo nevhodné pro sériovou výrobu. Použitím ohybových snímačů síly je zajištěna snadná montáž i demontáž, což je vhodné pro sériovou výrobu. Použitím ohybových snímačů síly byl tedy odstraněn konstrukční nedostatek týkající se měření přítláčné síly. [25] [26]

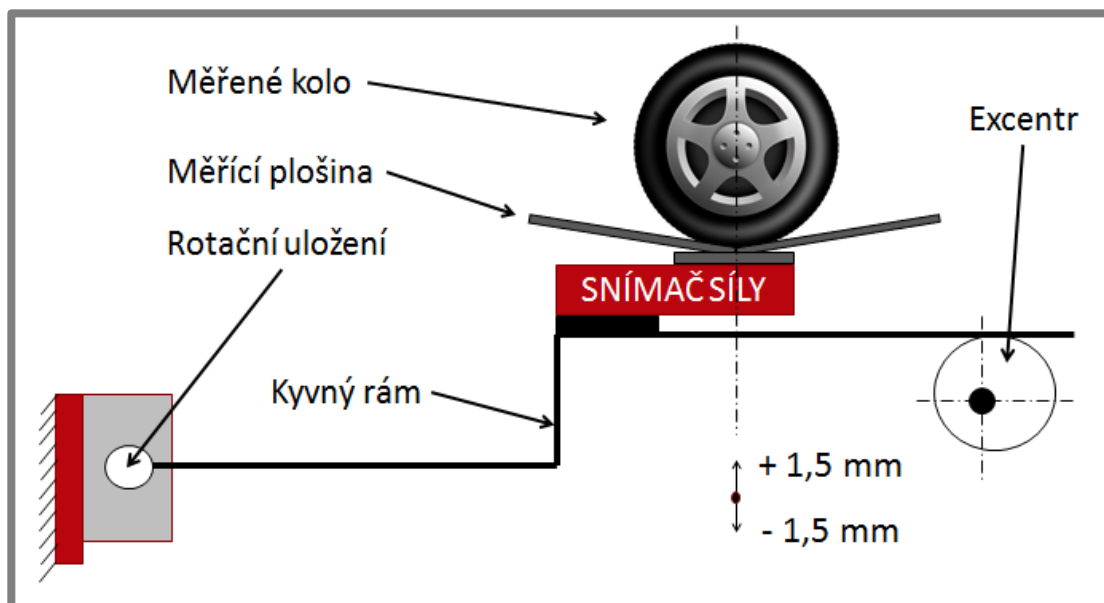
3.3 Varianta 2 – kyvný rám s plošinou tvaru V

V počáteční fázi diplomového projektu bylo uvažováno dokončení a testování varianty 1, která nebyla v rámci zmíněných projektů dotažena do finální konstrukce. Po analýze nedostatků této varianty však došlo k přehodnocení projektu, a k návrhu konkurenční varianty 2, která vznikla v rámci této diplomové práce.

Princip varianty 2 se značně odlišuje od původní verze TriTec. Byla změněna osa kývavého pohybu kyvného rámu ze směru jízdy automobilu do směru jízdy testeru. Na kyvný rám byla přes ohybové snímače síly uložena měřicí plošina. Tvar měřicí plošiny (tvar V) zajišťuje samovolné ustavení měřeného kola na střed měřicí plošiny ve směru jízdy automobilu, což je důležité pro dodržení předepsaného zdvihu a tedy přesnosti měření.



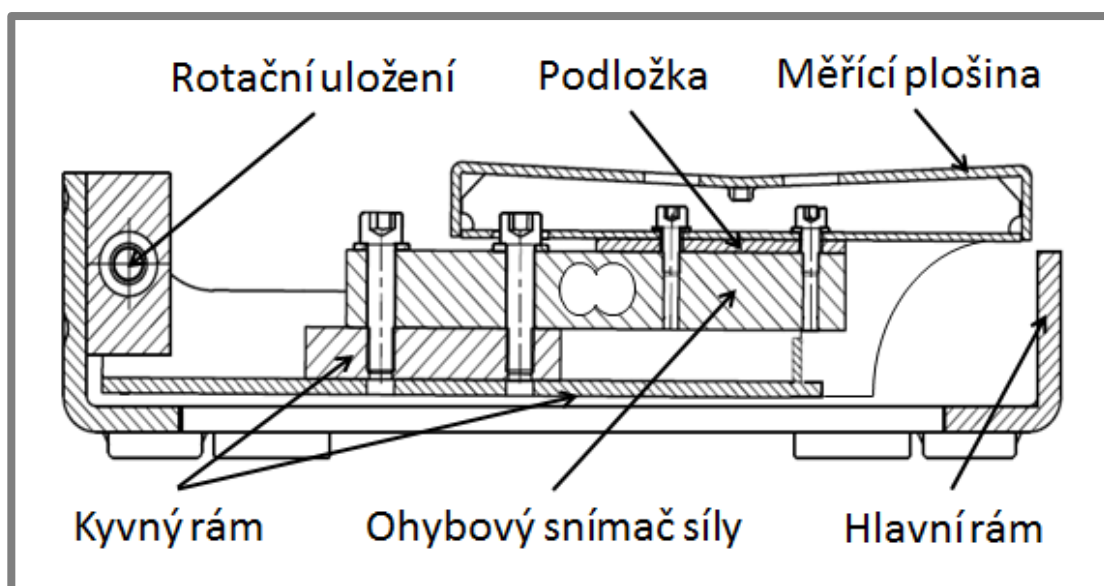
Obr. 3-6 Znázornění varianty 2 s vyznačenými směry



Obr. 3-7 Schématické znázornění varianty 2 [24]

Díky uložení měřicí plošiny ke kyvnému rámu přes dva ohybové snímače síly, odpadá nutnost přesného najetí měřeného kola na střed měřicí plošiny ve směru pojezdu testeru. Přítlačná síla měřeného kola je rovna součtu naměřených sil na obou snímačích, což znamená, že výsledná naměřená přítlačná síla měřeného kola nezáleží na poloze tohoto kola na měřicí plošině. Tímto je tedy odstraněna nutnost přesného najetí kola na střed měřicí plošiny, čímž je odstraněn i konstrukční nedostatek týkající se kyvného rámu původní verze Tritec.

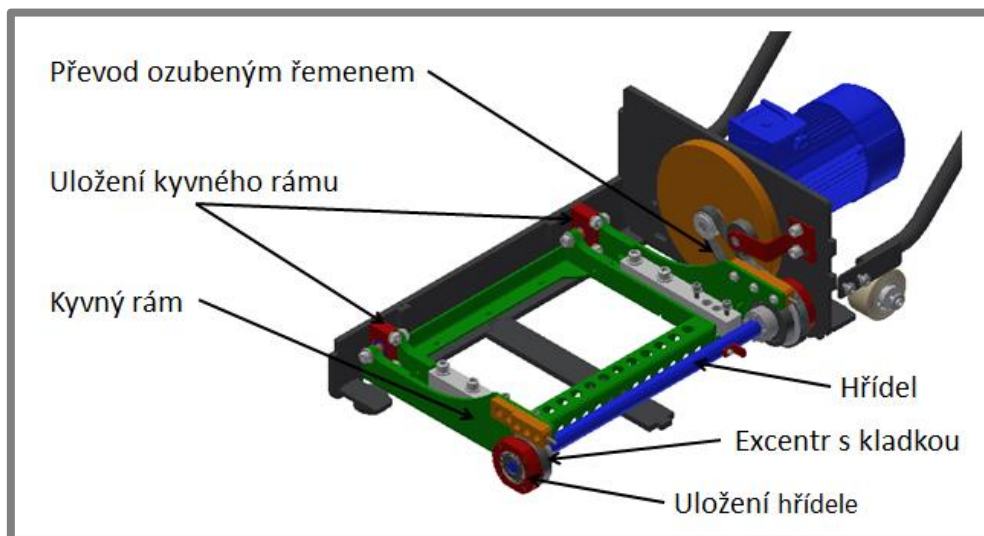
Plošina je uchycena přes již zmiňované ohybové snímače síly ke kyvnému rámu. Použití ohybových snímačů síly je vhodné pro případnou sériovou výrobu testeru, z důvodu jejich snadné montáže i demontáže na tester.



Obr. 3-8 Propojení kyvného rámu s plošinou přes ohybové snímače síly

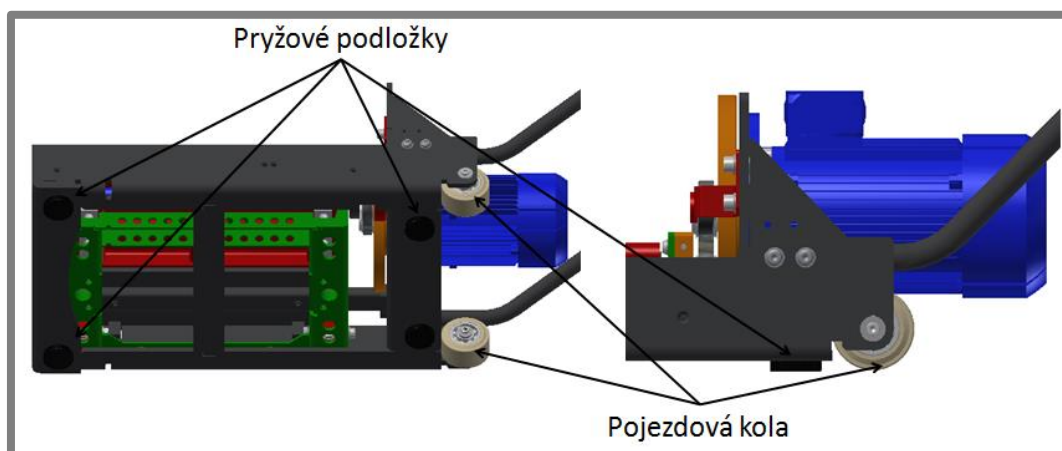
Na jedné straně je kyvný rám uložen v ložiskových domečcích přes kloubová ložiska, které byly použity z důvodu jejich vhodnosti pro kývavý pohyb, který kyvný rám vykonává. Na straně druhé je pak kyvný rám položen na kladkách. Kladky jsou přes excentry uchyceny ke hřídeli pomocí svěrných pouzder. Díky excentrům je vyvozen kývavý pohyb kyvného rámu a tedy i požadovaný zdvih měřicí plošiny. Stálý styk kyvného rámu s kladkami je zajištěn pomocí přitlačných pružin.

U této varianty bylo potřeba také vyřešit propojení hřídele s motorem. K tomuto účelu byl zvolen převod ozubeným řemenem, z důvodu jeho schopnosti tlumení rázů a zaručení nulového prokluzu.



Obr. 3-9 Propojení kyvného rámu s motorem

Během testování je tato verze postavena na pryžových podložkách, které jsou součástí hlavního rámu. V případě manipulace s testerem je nutno tester naklopit, aby došlo k postavení testeru na pojezdová kola, které jsou připevněna v zadní části testeru, viz Obr. 3-10. Pro manipulaci s testerem na větší vzdálenosti budou použita demontovatelná pojezdová kola, které budou umístěna ve přední části testeru. Tyto pojezdová kola však musí být během samotného měření demontována.



Obr. 3-10 Pryžové podložky protestování a pojezdová kola

3.4 Zhodnocení navržených variant

Navržené varianty se od sebe značně odlišují. Každá má své výhody a nevýhody, které jsou následně shrnuty v následujících tabulkách.

Tab. 3-1 Seznam výhod a nevýhod varianty 1

VÝHODY	NEVÝHODY
Značně jednoduchá konstrukce (cena)	Extrémní zatížení hřídele motoru
Malé setrvačné hmoty (klidný chod)	Nejistota funkce ustavení na střed kyvného rámu
Použit pouze jeden excentr	Nevhodný tvar kyvného rámu (ovlivňuje tuhost pneumatiky)
Nízká hmotnost	Během měření postaven na pojezdových kolech (možnost ovlivnění měření)
Snadná manipulace (mobilita)	

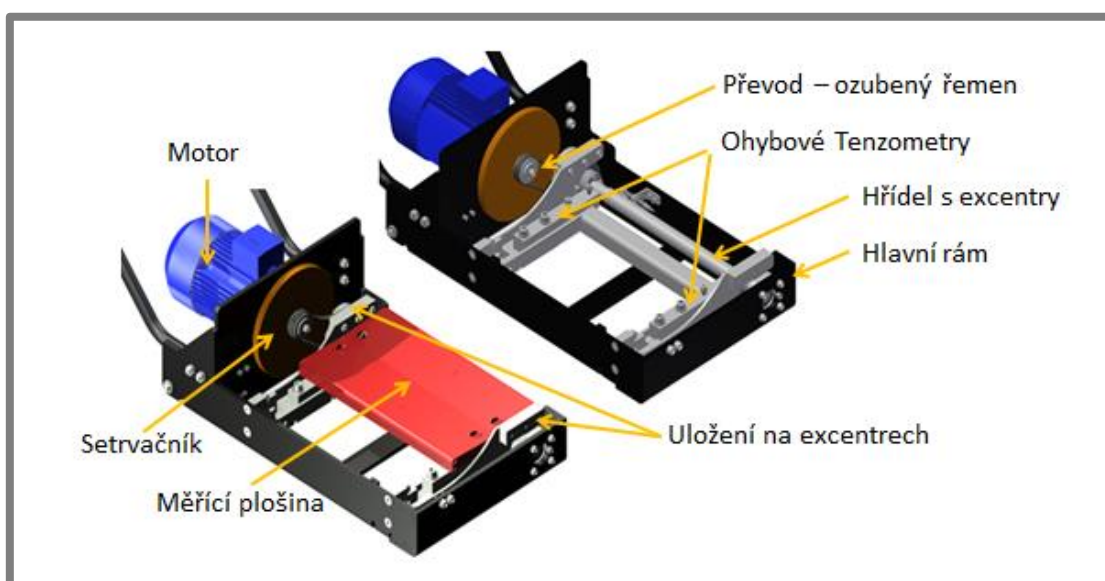
Tab. 3-2 Seznam výhod a nevýhod varianty 2

VÝHODY	NEVÝHODY
Nezáleží na přesném najetí kola na měřicí plošinu	Složitější konstrukce
Možno použít menšího motoru s 3 000 ot/min (převod)	Vyšší setrvačné hmoty plošiny
Možno použít nižší budicí frekvenci (převod)	Nutno použít převod
Tvar plošiny srovnatelný s komerčně vyráběnými testery (neovlivňuje tuhost pneumatiky)	

Na základě těchto výhod a nevýhod byla jako finální varianta zvolena varianta 2, jejíž konstrukce byla dotažena do finální podoby a nakonec byla tato varianta vyrobena. Hlavním důvodem pro zvolení této varianty bylo jisté a jednoduché ustavení měřeného kola na střed měřicí plošiny. U varianty 1 panovala obava, zda bude opravdu docházet k samovolnému ustavení měřeného kola na střed kyvného rámu. Dále pak bylo u varianty 1 nejisté, do jaké míry budou ovlivněny výsledky měření tím, že během testu bude tester postaven na pojezdových kolech. Z těchto důvodů byla zvolena již zmiňovaná varianta 2 jako finální, i přes její složitější konstrukci.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Princip funkce finální varianty (varianta 2) spočívá v rozkmitání měřeného kola na hodnotu 21,5 Hz, umístěného na měřicí plošině, a v následném měření přitlačné síly vyvozené tímto měřeným kolem. Zaznamenávání přitlačné síly je zahájeno po odpojení motoru, a trvá až do samovolného zastavení kmitající plošiny. Plynulého poklesu frekvence kmitání měřicí plošiny je po odpojení zdroje zajištěno pomocí vhodně navrženého setrvačníku. Při měření musí být kolo automobilu umístěno přesně na středu plošiny v příčném směru, což je zajištěno vhodným tvarováním měřicí plošiny (tvar V), kdy dojde k samovolnému ustavení měřeného kola. Ustavení kola ve směru podélném neovlivňuje výsledky měření díky vhodnému uložení měřicí plošiny na dvou ohybových tenzometrech, které slouží ke snímání minimální přitlačné síly měřeného kola.



Obr. 4-1 Popis hlavních komponent testeru

Tester byl navržen tak, aby měl budící zdvih na středu měřicí plošiny (ve směru jízdy automobilu) hodnotu 3 mm. Tato hodnota byla stanovena v zadání diplomové práce. Dalším parametrem, který byl stanoven v zadání diplomové práce, byla nosnost testeru, kdy tester byl navržen pro maximální zatížení měřeným kolem 650 kg.

4.1 Rozložení sil na jednotlivé části testeru

Při stanovení velikosti sil na jednotlivé části testeru bylo vycházeno ze dvou možných případů. Prvním případem byl stav, kdy měřené kolo bylo umístěno přesně na středu měřicí plošiny. Druhým případem byl stav, kdy bylo měřené kolo umístěno na jednom z okrajů měřicí plošiny v podélném směru. Byl vybrán okraj blíže k motoru, jelikož na tomto okraji vznikne působení síly na hřídeli na větším rameni (z důvodu umístění hnací řemenice na hřídeli, podrobněji popsáno v kapitole XY – hřídel s excentry).

Výpočet maximální síly působící na měřicí plošinu

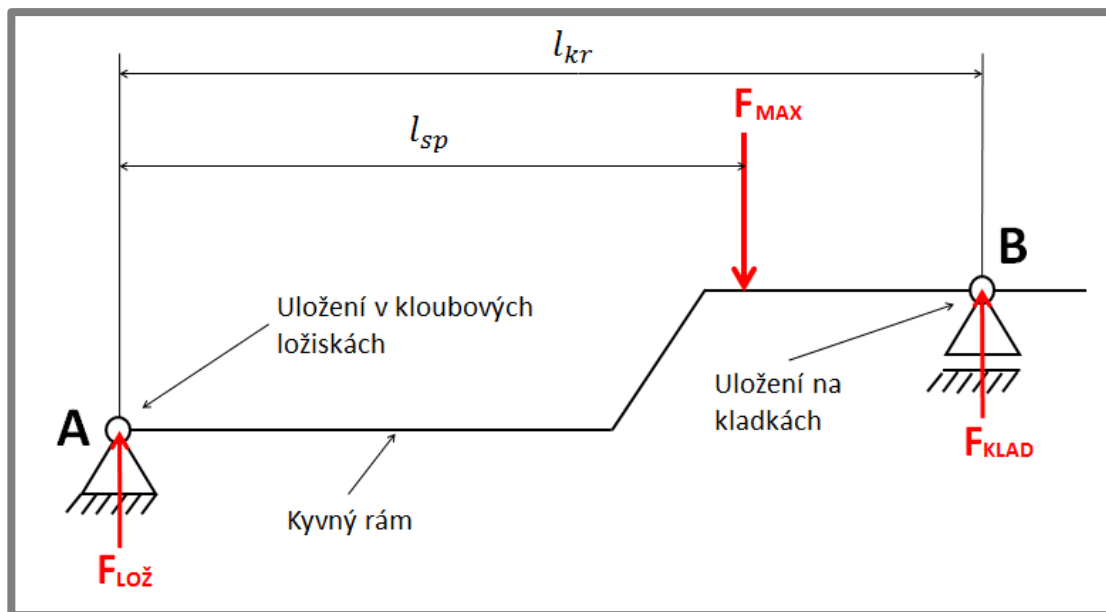
$$F_{MAX} = g \cdot m_{MAX} = 9,81 \cdot 650 = 6\,376,5 \text{ N}$$

Kde:

F_{MAX} [N]	-Maximální zatížení měřicí plošiny
m_{MAX} [kg]	-maximální hmotnost měřeného závěsu kola
g [m/s ²]	-gravitační zrychlení

4.1.1 Umístění měřeného kola uprostřed měřicí plošiny

4.1.1



Obr. 4-2 Schématické znázornění působících sil na kyvný rám

$$\sum F_i = 0 \quad F_{MAX} - F_{LOŽ} - F_{KLAD} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_{MAX} \cdot l_{sp} - F_{KLAD} \cdot l_{kr} = 0$$

$$F_{KLAD} = \frac{F_{MAX} \cdot l_{sp}}{l_{kr}} = \frac{6\,376,5 \cdot 264}{330} = 5\,101,2 \text{ N}$$

$$F_{LOŽ} = F_{MAX} - F_{KLAD} = 6\,376,5 - 5\,101,2 = 1\,275,3 \text{ N}$$

Kde:

$F_{LOŽ}$ [N]	-Zatížení obou kloubových ložisek
F_{KLAD} [N]	-Zatížení obou zdvihových kladek

4.1.2 Umístění měřeného kola na okraji měřicí plošiny

4.1.2

Pro zjištění rozložení sil na kyvném rámu v případě, kdy je měřené kolo umístěno na okraji měřicí plošiny (konkrétně na okraji blíže k motoru) byl použit program ANSYS workbench 14.5. Podrobnější popis výpočtu popsán v kapitole 4.5.3. Pomocí funkce Force reaction byly zjištěny reakční síly v jednotlivých

vazbách. Pro výpočet bylo potřeba zjistit rozložení těchto sil pouze na zdvihových kladkách, které dosahovaly hodnot:

$$F_{KLAD1} = 894 \text{ N}$$

$$F_{KLAD2} = 4\,244 \text{ N}$$

Kde:

F_{KLAD1} [N]	-Zatížení zdvihové kladky na vzdálené straně od motoru
F_{KLAD2} [N]	-Zatížení zdvihové kladky na straně u motoru

4.2 Stanovení minimální životnosti testeru

Pohyblivé části testeru (ložiska, zdvihové kladky a hřídel) byly navrženy na minimální dobu životnosti deset let. Při tomto návrhu bylo vycházeno z předpokladu, že tester je převážně určen pro menší autoservisy. Pracovní doba v malých servisech bývá 8 hodin denně. Čas testu jednoho automobilu byl odhadnut na 20 minut, kdy samotné měření jednoho kola bylo odhadnuto na 25 s. Z těchto stanovených hodnot pak bylo možné stanovit požadovanou dobu životnosti jednotlivých dílů:

$$N = 10 \text{ let}$$

$$N_d = 252$$

$$P_d = 8 \text{ h} = 480 \text{ min}$$

$$t_a = 20 \text{ min}$$

$$t_k = 18 \text{ s}$$

$$N_{AD} = \frac{P_d}{t_a} = \frac{480}{20} = 24$$

$$N_{AR} = N_{AD} \cdot N_D = 24 \cdot 252 = 6\,048$$

$$Z_{min} = N_{AR} \cdot N \cdot t_k \cdot 4 = 6\,048 \cdot 10 \cdot 18 \cdot 4 = 4\,354\,560 \text{ s} = 1\,210 \text{ h}$$

Kde:

N [let]	-Požadovaná životnost pohyblivých částí
N_d [-]	-Průměrný počet pracovních dnů za rok
P_d [h]	-Denní pracovní doba malých autoservisů
t_a [min]	-Průměrná doba testování jednoho automobilu
t_k [s]	-Doba testu jednoho kola automobilu
N_{AD} [-]	-Počet otestovaných automobilů za den
N_{AR} [-]	-Počet otestovaných automobilů za rok
Z_{min} [h]	-Minimální životnost pohyblivých částí

Z výpočtu vyplývá, že minimální navrhovaná životnost všech pohyblivých částí (ložiska a zdvihové kladky) bude 1 210 hodin.

Při návrhu minimálního průměru hřídele z hlediska únavové životnosti je potřeba zjistit, kolik pracovních cyklů hřídel vykoná za dobu životnosti testeru. Za předpokladu, že doba testu jednoho kola je 18 s a maximální frekvence otáček hřídele je 21,5 Hz, kdy samotný test se skládá z náběhu na maximální frekvenci, jehož délka je 1 s, výdrže na maximální frekvenci po dobu 2 s a následného samovolného doběhu po dobu 15 s, dostaneme přibližný počet cyklů během testu

jednoho automobilového kola (pro zjednodušení výpočtu uvažována lineární závislost poklesu frekvence na čase):

$$n_k = \frac{f_{max}}{2} + 2 \cdot f_{max} + \frac{f_{max}}{2} \cdot 15 = \frac{21,5}{2} + 2 \cdot 21,5 + \frac{21,5}{2} \cdot 15 = 215$$

$$n_c = n_k \cdot 4 \cdot N_{AR} \cdot N = 215 \cdot 4 \cdot 6\,048 \cdot 10 = 52\,012\,800$$

$$n_c > 10^7$$

Hřídel vykoná za svou dobu životnosti více než 10^7 cyklů, a proto bude z hlediska únavové životnosti navržena na mez únavy σ_{co} pro 10^7 cyklů.

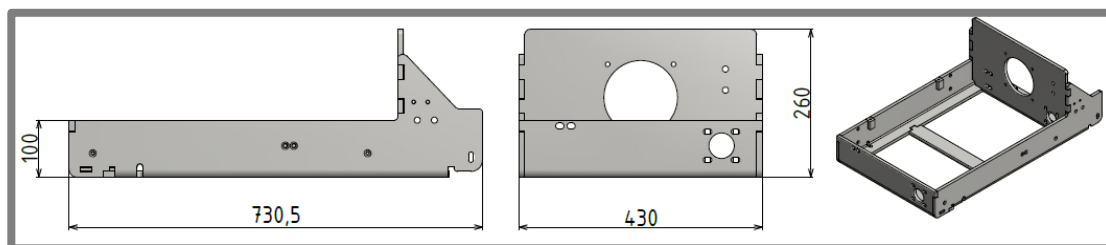
Kde:

n_k [-]	-Počet cyklů během testu jednoho automobilového kola
n_c [-]	-Počet cyklů za celou životnost testeru
f_{max} [Hz]	-Maximální pracovní frekvence testeru

4.3 Hlavní rám

K hlavnímu rámu budou uchyceny všechny ostatní díly testeru, a tak bude přenášet veškerá jejich zatížení. Proto hlavním požadavkem na tento rám byla dostatečná tuhost, pevnost a robustnost. Základní rozměry rámu (731x430x260 mm) vychází z původní verze testeru TriTec (620x415x250 mm). Materiál hlavního rámu S235J2C+N. Jedná se o svařovanou konstrukci z ohýbaných plechů o tloušťce 10 mm, což zajišťuje dostatečnou tuhost a pevnost celého rámu.

4.3

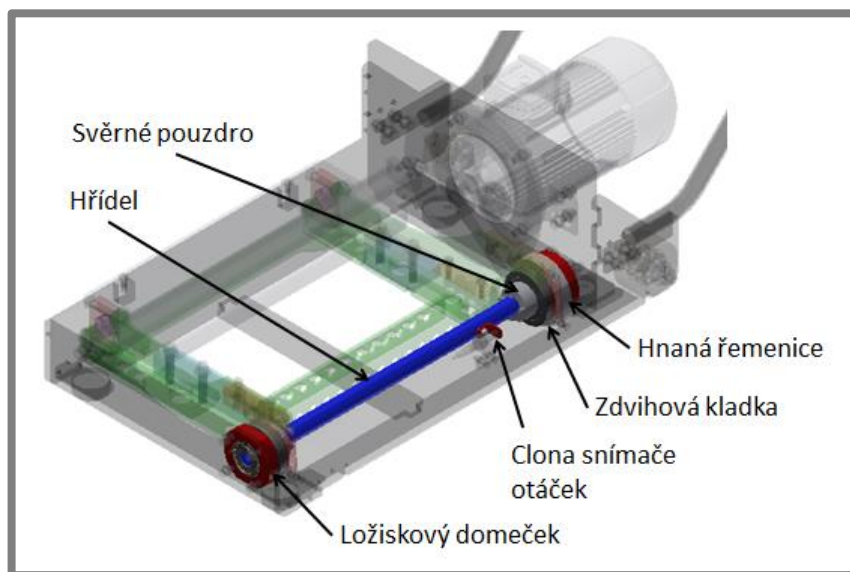


Obr. 4-3 Hlavní rám testeru

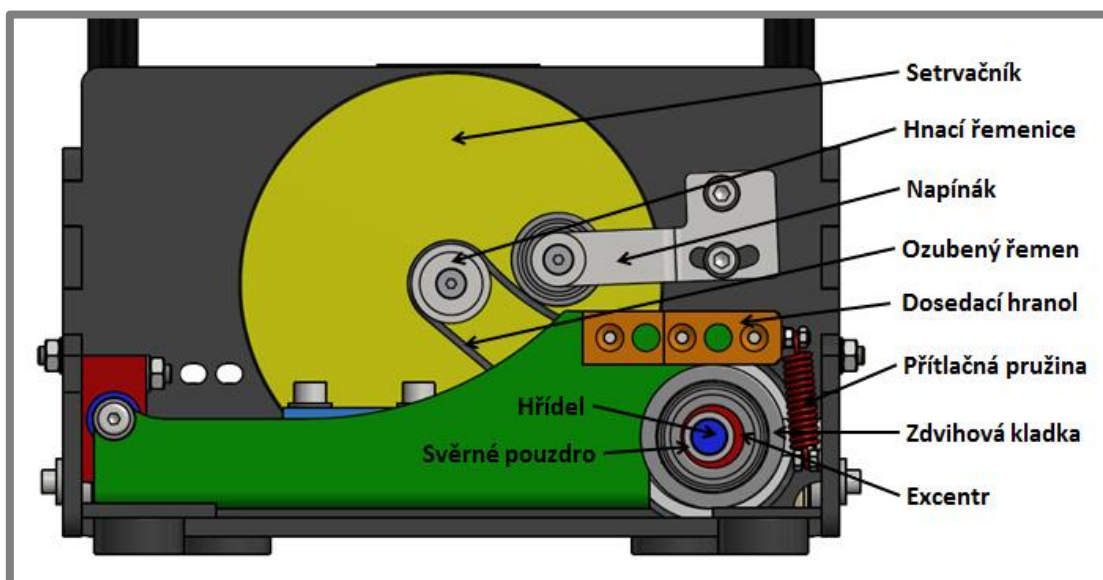
4.4 Hřídel s excentry

Hlavním účelem hřídele s excentry je zajištění zdvihu měřicí plošiny při dané frekvenci. Zdvih měřicí plošiny je zajištěn pomocí excentrů, které jsou umístěny na hřídeli, a přes zdvihové kladky (na kterých je uložen kyvný rám) mění rotační pohyb hřídele na kývavý pohyb kyvného rámu. Rotační pohyb hřídele je zajištěn pomocí třífázového asynchronního motoru s kotvou nakrátko. Krouticí moment motoru je na hřídel přenášén pomocí převodu ozubeným řemenem. Princip měření spočívá v rozkmitání měřicí plošiny na danou frekvenci, následná krátká výdrž na této frekvenci a poté dojde k odpojení motoru. Měřicí plošina pak samovolně dokmitává až do úplného zastavení po dobu minimálně 15 s. Z tohoto důvodu je nutno do systému pohonu umístit setrvačník. Hřídel je uložen přes ložiskové domečky s kuličkovými ložisky k hlavnímu rámu testeru.

4.4



Obr. 4-4 Hlavní části sestavy hřídele



Obr. 4-5 Schématické znázornění uložení kyvného rámu na kladkách

4.4.1 Výpočet průměru hřídele

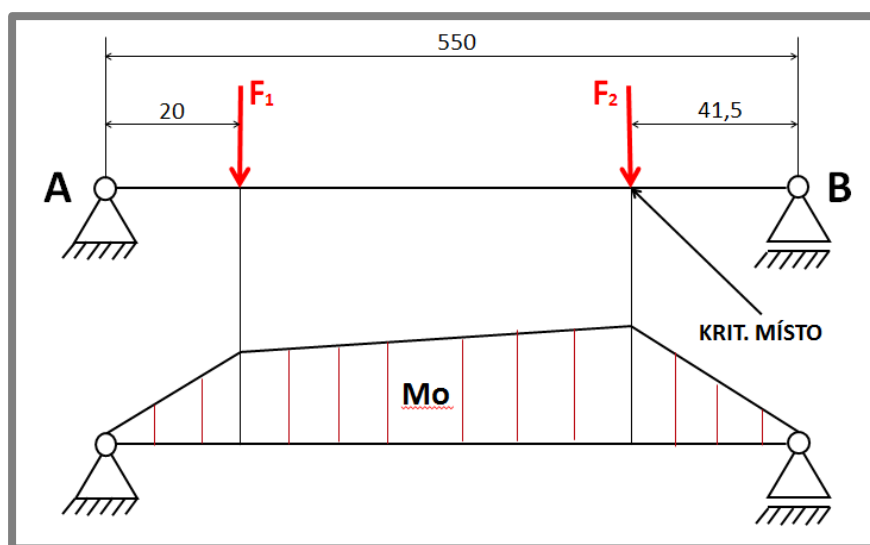
Pro stanovení minimálního průměru hřídele byl uvažován nejhorší možný případ zatížení hřídele. Jednalo se o stav, kdy kolo automobilu bylo ustaveno na okraji měřicí plošiny, na straně, kde je převod ozubeným řemenem (strana u motoru). Na této straně je totiž na hřídeli umístěna hnaná řemenice, proto zde působí síla na větším rameni, oproti druhé straně viz Obr. 4-6. V tomto případě bylo rozdělení velikosti sil následující (popsáno v kapitole 4.1.2):

$$F_1 = 894 \text{ N}$$

$$F_2 = 4\,244 \text{ N}$$

Materiál hřídele dle ČSN 14 341.7, zušlechťený na střední pevnost. Mez kluzu $R_e = 715 \text{ MPa}$ a minimální mez pevnosti $R_m = 930 \text{ MPa}$. Tento materiál byl zvolen z důvodu jeho dobrých mechanických vlastností, které nám zaručí zachovat

malé rozměry hřídele, a tedy i testeru (možnost použít menší svěrné pouzdra a zdvihové kladky).



Obr. 4-6 Zatížení hřídele a průběh ohybového momentu

$$M_{o-MAX} = F_2 \cdot 0,0415 = 4\,244 \cdot 0,0415 = 176,126 \text{ Nm}$$

$$M_{k-MAX} = (F_1 + F_2) \cdot A_E = (4\,244 + 894) \cdot 0,0019 = 9,76 \text{ Nm}$$

Maximální kroutcí moment, který působí na hřídel je v porovnání s ohybovým malý, a proto bude v dalším návrhu minimálního průměru hřídele zanedbán.

$$d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o-MAX}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 176,126}{\pi \cdot 715\,000\,000}} = 0,0136 \text{ m} = 13,6 \text{ mm}$$

Na základě tohoto výpočtu, a za předpokladu únavového namáhání hřídele byl zvolen průměr hřídele 20 mm.

4.4.2 Kontrola hřídele na únavu

4.4.2

Stanovení meze únavy materiálu hřídele:

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 930 = 468,72 \text{ MPa}$$

Korigovaná mez únavy:

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 0,884 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 468,72 = 334,5 \text{ MPa}$$

$$k_a = 1,58 \cdot R_m^{-0,085} = 1,58 \cdot 930^{-0,085} = 0,884$$

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 20^{-0,107} = 0,9$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

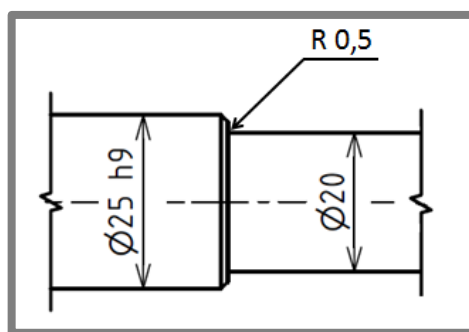
$$k_e = 0,897$$

$$k_f = 1$$

Kde:

σ_{co} [MPa]	-Mez únavy
σ'_{co} [MPa]	-Korigovaná mez únavy
R_m [Mpa]	-Mez pevnosti materiálu hřídele
k_a [-]	-Součinitel vlivu jakosti povrchu pro broušený povrch hřídele
k_b [-]	-Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c [-]	-Součinitel vlivu způsobu zatěžování (ohyb)
k_d [-]	-Součinitel vlivu teploty (provozní teplota 20 °C)
k_e [-]	-Součinitel spolehlivosti (90 %)
k_f [-]	-Součinitel zahrnující další vlivy

Stanovení minimálního průměru hřídele podle kritéria ASME ve spojení s teorií HMM:



Obr. 4-7 Rozměry hřídele pro stanovení součinitele tvaru

Součinitel tvaru α_o pro hřídel s osazením namáhanou ohybem, kdy malý průměr hřídele je 20 mm a velký 25 mm s poloměrem zaoblení vrubu 0,5 mm má hodnotu $\alpha_o=2,3$. Pro stejnou hřídel, namáhanou krutem má tento součinitel tvaru hodnotu $\alpha_\tau=2$. Hodnota součinitele vrubu podle Neuberovy rovnice modifikované Heywoodem pak bude:

$$\beta_o = \frac{\alpha_o}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_o - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_o \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2,3}{1 + \frac{2 \cdot (2,3 - 1) \cdot 0,15}{2,3 \cdot \sqrt{0,5}}} = 1,86$$

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\tau - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\tau \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2}{1 + \frac{2 \cdot (2 - 1) \cdot 0,15}{2 \cdot \sqrt{0,5}}} = 1,65$$

Kde:

β_o [-]	-Součinitel vrubu pro ohyb
β_τ [-]	-Součinitel vrubu pro krut
α_o [-]	-Součinitel tvaru pro ohyb
α_τ [-]	-Součinitel tvaru pro krut
\sqrt{a} [-]	-Heywoodův parametr pro oceli
r [mm]	-Poloměr vrubu

Z důvodu, že u místa vrubu je na hřídel připevněno svěrné pouzdro, které na hřídel působí, jako by v tom místě byl lisovaný spoj, budeme pro další výpočet uvažovat součinitel vrubu pro ohyb $\beta_o=2,2$ a součinitel vrubu pro krut $\beta_\tau=2$. Tyto součinitele vrubu byly odhadnuty na základě japonské studie [28], která se zabývala vlivem velikosti vzorku na vrubový součinitel při lisovaném spoji.

Při kontrole minimálního průměru hřídele na únavu bude uvažováno umístění měřeného kola na středě měřicí plošiny, a tedy rozložení působících sil na kladkách bude následující (popsáno v kapitole 4.1.1):

$$F_1 = F_2 = \frac{F_{klad}}{2} = \frac{5\,101,2}{2} = 2\,550,6\,N$$

Ohybový moment v kritickém místě poté bude:

$$M_{o-KRIT} = F_2 \cdot 0,0415 = 2\,550,6 \cdot 0,0415 = 105,85\,Nm$$

Krouticí moment bude stejný jako v případě umístění měřeného kola na straně:

$$M_{k-MAX} = 9,76\,Nm$$

$$\begin{aligned} d_{MIN} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \sqrt{4 \cdot \left(\frac{\beta_o \cdot M_{o-KRIT}}{\sigma'_{co}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\beta_\tau \cdot M_{k-MAX}}{R_e}\right)^2}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \sqrt{4 \cdot \left(\frac{2,2 \cdot 105,85}{334\,500\,000}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{2 \cdot 9,76}{715\,000\,000}\right)^2}} = 0,0192\,m \\ &= 19,2\,mm \end{aligned}$$

Kde:

d_{MIN} [m]	-minimální průměr hřídele
M_{o-KRIT} [Nm]	-ohybový moment v kritickém místě hřídele s excentry
M_{k-MAX} [Nm]	-maximální krouticí moment na hřídeli

Při tomto návrhu není do výpočtu zahrnut žádný koeficient bezpečnosti, a tak se může na první pohled zdát, že minimální vypočtený průměr hřídele je příliš malý (vypočtený minimální průměr 19,2 mm a zvolen 20 mm). V tomto výpočtu je však uvažováno maximální možné zatížení měřicí plošiny 650 kg (dáno ze zadání), avšak ve skutečnosti bude průměrné zatížení měřicí plošiny nižší (průměrná váha jednoho kola přední nápravy vozidla střední třídy cca 450 kg). Z tohoto důvodu je zvolený průměr hřídele 20 mm dostačující.

4.4.3 Stanovení velikosti excentricity

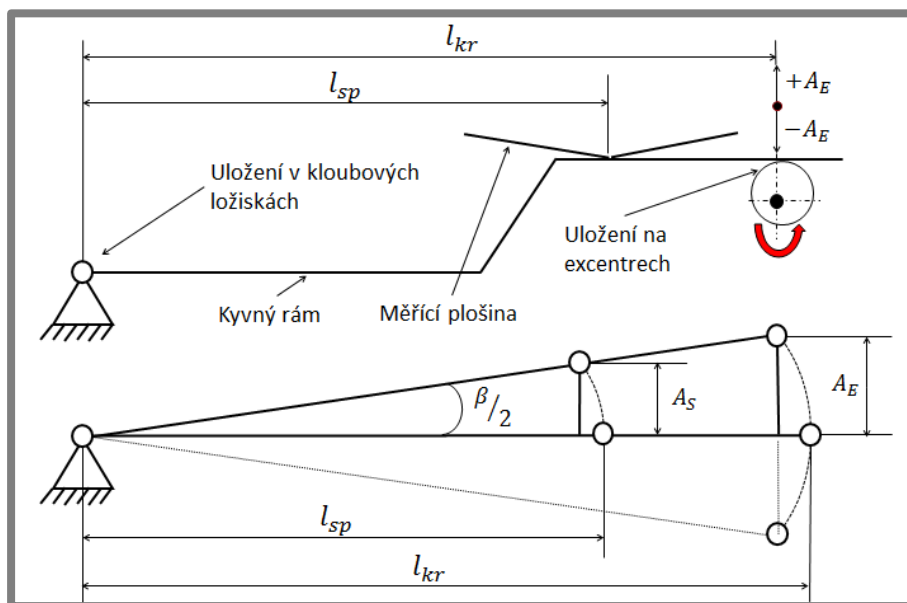
4.4.3

Hodnoty vstupující do výpočtu:

$$l = 330\,mm$$

$$l_s = 264\,mm$$

$$A_s = 1,5\,mm$$



Obr. 4-8 Schématické znázornění zdvihu kývného rámu

Z věty o podobnosti trojúhelníku poté dostaneme vztah pro výpočet excentricity:

$$\frac{A_E}{A_S} = \frac{l_{kr}}{l_{sp}} \rightarrow A_E = \frac{l_{kr} \cdot A_S}{l_{sp}} = \frac{330 \cdot 1,5}{264} = 1,875 \doteq 1,9 \text{ mm}$$

Pro dodržení přesně předepsaného zdvihu uprostřed plošiny 3 mm, by bylo potřeba vyrobit excentr o excentricitě 1,875 mm. Tato hodnota však byla zaokrouhlena na hodnotu 1,9 mm, z důvodu snadnější výroby. Následně byl ověřen zdvih středu plošiny s takto zaokrouhlenou hodnotou:

$$\frac{A_E}{A_{S-SKUT.}} = \frac{l_{kr}}{l_{sp}} \rightarrow A_{S-SKUT.} = \frac{A_E \cdot l_{sp}}{l_{kr}} = \frac{1,9 \cdot 264}{330} = 1,52 \text{ mm}$$

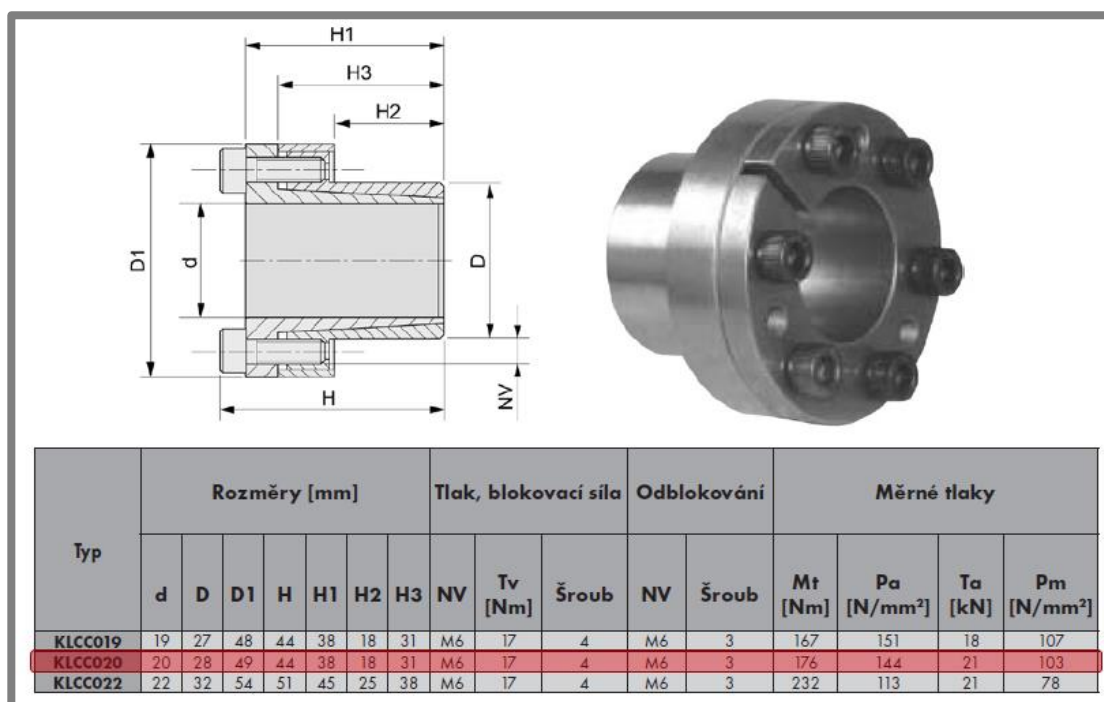
$$Z_{S-SKUT.} = 2 \cdot A_{S-SKUT.} = 2 \cdot 1,52 = 3,04 \text{ mm}$$

Jelikož se jedná o montovanou konstrukci ze svařenců, je přesnost navrženého zdvihu dostatečná. Výsledná excentricita byla tedy stanovena na hodnotu 1,9 mm.

4.4.4 Uložení excentrů na hřídeli

Byla řešena otázka, zda vyrobit samotný hřídel s excentrickými plochami z jednoho kusu, anebo nechat vyrobit excentry zvlášť a následně je na hřídel uchytit. Obě varianty řešení mají své výhody i nevýhody. Výhodou hřídele s excentrickými plochami z jednoho kusu je, že odpadá nutnost složité montáže excentrů na hřídel. Tato varianta by však byla velice složitá na výrobu, s čímž je spojena i cena výroby. Při výrobě excentrů zvlášť je výhodou jednoduchost a cena výroby, avšak při značně složité montáži, kdy je potřeba oba excentry namontovat tak, aby vůči sobě nebyly úhlově posunuty. Další výhodou byla snadná možnost změny excentrů a tedy i zdvihu měřicí plošiny u prototypu, a proto byla nakonec zvolena varianta s excentry

vyrobenými zvlášť. Ty pak byly na hřídel uchyceny pomocí svěrných pouzder. Byla zvolena svěrná pouzdra od firmy Matis s označením KLCC020 viz následující Obr.



Obr. 4-9 Svěrné pouzdro KLCC020 od výrobce Matis [29]

Maximální krouticí moment, který toto svěrné pouzdro dokáže přenést $M_{k-MAX} = 176 \text{ Nm}$ a maximální povolená axiální síla $T_a = 21 \text{ kN}$. Jelikož v tomto případě nebude svěrné pouzdro přenášet žádnou axiální sílu, bude provedena kontrola svěrného pouzdra pouze na přenos krouticího momentu. Při kontrole přenosu krouticího momentu bylo zohledněno dynamické zatěžování pomocí zátěžového dynamického koeficient $k_d = 2,2$, který je v těchto případech standardně využíván firmou Modulartest.

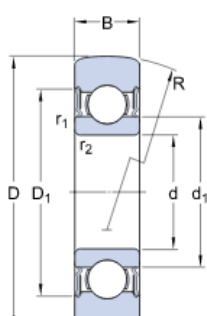
$$M_k = k_d \cdot F_2 \cdot A_E = 2,2 \cdot 4\,244 \cdot 0,0019 = 17,7 \text{ Nm}$$

$$M_k \ll M_{k-MAX}$$

4.4.5 Návrh kladek

Styk mezi excentrem a kyvným rámem je zajištěn pomocí kladky. Tato kladka je nalisována na excentru, který je přes svěrné pouzdro uchycen ke hřídeli. Byla zvolena kladka od výrobce SKF s označením 361207 R. Její specifikace jsou znázorněny na následujícím obrázku.

4.4.5

361207 R		Calculation data	
		Basic dynamic load rating	C 22.1 kN
		Basic static load rating	C ₀ 11.8 kN
		Fatigue load limit	P _u 0.5 kN
		Maximum dynamic radial load	F _r max. 12.9 kN
		Maximum static radial load	F _{0r} max. 18.3 kN
		Limiting speed	4500 r/min
		Calculation factor	f ₀ 13.8
		Mass cam roller	0.42 kg
		Dimensions	
		D 80 mm	
		d 35 mm	
		B 17 mm	
		d ₁ ≈ 46.9 mm	
		D ₁ ≈ 62.7 mm	
		R 400 mm	

Obr. 4-10 Kladka s označením 361207 R od výrobce SKF [30]

Výpočet základní trvanlivosti kladky

Výrobce kladky SKF udává, že algoritmus výpočtu zdvihové kladky je stejný, jako algoritmus výpočtu kuličkových ložisek. Parametry pro výpočet základní trvanlivosti kladky:

$$C_{KLAD} = 22,1 \text{ kN}$$

$$p = 3$$

$$P_{KLAD} = F_{KLAD} = 2\,550,6 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot f} \cdot \left(\frac{C_{KLAD}}{P_{KLAD}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1290} \cdot \left(\frac{22,1}{2,55} \right)^3 = 8\,410 \text{ hod}$$

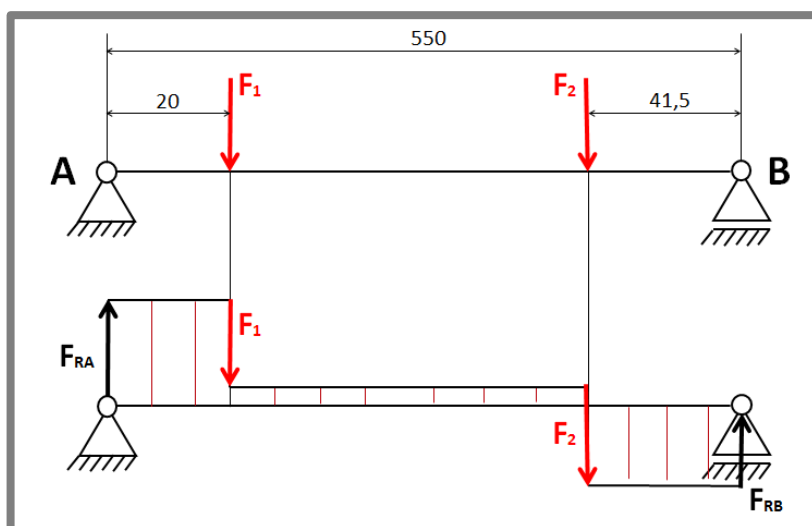
Kde:

L_{10h} [hod]	-základní trvanlivost kladky
f [min ⁻¹]	-maximální otáčky kladky
P_{KLAD} [kN]	-ekvivalentní dynamické zatížení kladky
C_{KLAD} [kN]	-dynamická únosnost kladky

4.4.6 Návrh uložení hřídele

Hřídel bude uložena v kuličkových ložiskách, které budou přes ložiskové domečky uchyceny k hlavnímu rámu testeru. Při návrhu bude uvažováno střední zatížení ložisek, tzn., kdy bude kolo automobilu najeto na střed měřicí plošiny. V této situaci budou reakční síly na kladkách dosahovat stejných hodnot a to:

$$F_1 = F_2 = \frac{F_{KLAD}}{2} = \frac{5\,101,2}{2} = 2\,550,6 \text{ N}$$



Obr. 4-11 Rozložení působení sil na hřídeli

$$\sum F_i = 0 \quad F_{RA} + F_{RB} - F_1 - F_2 = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_1 \cdot 20 + F_2 \cdot (550 - 41,5) - F_{RB} \cdot 550 = 0$$

$$F_{RB} = \frac{F_1 \cdot 20 + F_2 \cdot (550 - 41,5)}{550} = \frac{2\,550,6 \cdot 20 + 2\,550,6 \cdot (550 - 41,5)}{550} = 2\,451 \text{ N}$$

$$F_{RA} = F_1 + F_2 - F_{RB} = 2\,550,6 + 2\,550,6 - 2\,451 = 2\,650 \text{ N}$$

Kde:

F_{RA} [N] -Zatížení kuličkového ložiska na vzdálené straně od motoru
 F_{RB} [N] -Zatížení kuličkového ložiska na straně u motoru

Pro další návrh budeme uvažovat větší ze sil, tedy sílu F_{RA} o hodnotě 2 650 N. Na základě zvoleného průměru hřídele a hodnotě radiálního zatížení ložiska bylo zvoleno kuličkové ložisko od výrobce SKF s označením 6304-2RSL

6304-2RSL		Calculation data	
		Basic dynamic load rating	C 16.8 kN
		Basic static load rating	C_0 7.8 kN
Dimensions d 20 mm D 52 mm B 15 mm $d_2 \approx 26.9$ mm $D_2 \approx 44.71$ mm $r_{1,2} \text{ min. } 1.1$ mm		Fatigue load limit	P_u 0.335 kN
		Reference speed	30000 r/min
		Limiting speed	15000 r/min
		Calculation factor	k_r 0.03
		Calculation factor	f_0 12
		Mass bearing	0.149 kg

Obr. 4-12 Kuličkové ložiska s označením 6304-2RSL od výrobce SKF [31]

Ověření základní trvanlivosti ložiska

$$P_{KUL} = F_{RA} = 2\,650\,N$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot f} \cdot \left(\frac{C_{KUL}}{P_{KUL}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1290} \cdot \left(\frac{16,8}{2,65} \right)^3 = 3\,292\,hod$$

4.4.7 Výpočet výkonu motoru

Pro výpočet výkonu motoru bylo uvažováno celkové zatížení kladek (součet na obou kladkách) na hřídeli. V tomto případě nezáleží na tom, kde je umístěné měřené kolo na plošině, jelikož součet reakčních sil na obou kladkách bude vždy stejný.

$$P = M_K \cdot \omega = (F_1 + F_2) \cdot A_E \cdot 2 \cdot \pi \cdot f = 5\,101,2 \cdot 0,0019 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 21,5 = 1\,309\,W$$

Kde:

P [W]	-jmenovitý výkon motoru
F_1 [N]	-reakční síla působící na kladku na vzdálené straně od motoru
F_2 [N]	-reakční síla působící na kladku na straně u motoru
A_E [m]	-amplituda zdvihu excentru
f [Hz]	-maximální frekvence

Na základě výpočtu byl zvolen třífázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko od firmy SIEMENS s výrobním označením 1LE1001-0DA60-2FA4 o jmenovitém výkonu 1,5 kW a otáčkách $3\,000\,min^{-1}$.

4.4.8 Návrh převodu

Pro přenesení krouticího momentu z motoru na hřídel s excentry byl použit převod ozubeným řemenem. Převod ozubeným řemenem byl zvolen z důvodu jeho tlumení rázu a tichého chodu. Dalším požadavkem bylo, aby nedocházelo k prokluzu, což ozubený řemen zajišťuje. Požadovaná budící frekvence měřicí plošiny byla stanovena na 21,5 Hz, tedy požadované otáčky hřídele jsou $21,5\,s^{-1}$.

Stanovení převodového poměru

$$n_1 = 50\,s^{-1}$$

$$n_{2t} = 21,5\,s^{-1}$$

$$i_t = \frac{n_{2t}}{n_1} = \frac{21,5}{50} = 0,43$$

Kde:

n_1 [s^{-1}]	-výstupní otáčky motoru
n_{2t} [s^{-1}]	-požadované otáčky na hřídeli s excentry
i_t [-]	-teoretický převodový poměr

Typ	provedení	material	Z	dp	de	Df	Dm	F	L	d
24 5M 15	2F	ocel	24	38,20	37,06	42	27,00	20,50	28	–
26 5M 15	2F	ocel	26	41,38	40,24	44	30,00	20,50	28	–
28 5M 15	2F	ocel	28	44,56	43,42	48	30,50	20,50	28	–
60 5M 15	2	hliník	60	95,49	94,35	–	50,00	20,50	30	8
72 5M 15	2	hliník	72	114,59	113,45	–	50,00	20,50	30	8

Obr. 4-13 Hnací řemenice 26 5M 15 a hnaná řemenice 60 5M 15 [32]

$$i_{SKUT} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{26}{60} = 0,433$$

$$n_{2SKUT} = i_{SKUT} \cdot n_1 = 0,433 \cdot 50 = 21,67 \text{ s}^{-1}$$

Kde:

- Z_1 [s⁻¹] -počet zubů hnací řemenice
 Z_2 [s⁻¹] -počet zubů hnané řemenice
 i_{SKUT} [-] -skutečný převodový poměr
 n_{2SKUT} [s⁻¹] -skutečné otáčky na hřídeli s excentry

Stanovení délky řemene

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D_p - d_p}{2 \cdot a}\right) = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{94,35 - 40,24}{2 \cdot 166}\right) = 2,814 \text{ rad}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D_p - d_p}{2 \cdot a}\right) = \pi + 2 \cdot \arcsin\left(\frac{94,35 - 40,24}{2 \cdot 166}\right) = 3,469 \text{ rad}$$

$$L_p = \frac{1}{2} \cdot (D_p \cdot \theta_D + d_p \cdot \theta_d) + \sqrt{4 \cdot a^2 - (D_p - d_p)^2} = \frac{1}{2} \cdot (94,35 \cdot 3,469 + 40,24 \cdot 2,814) + \sqrt{4 \cdot 166^2 - (94,35 - 40,24)^2} = 547,8 \text{ mm}$$

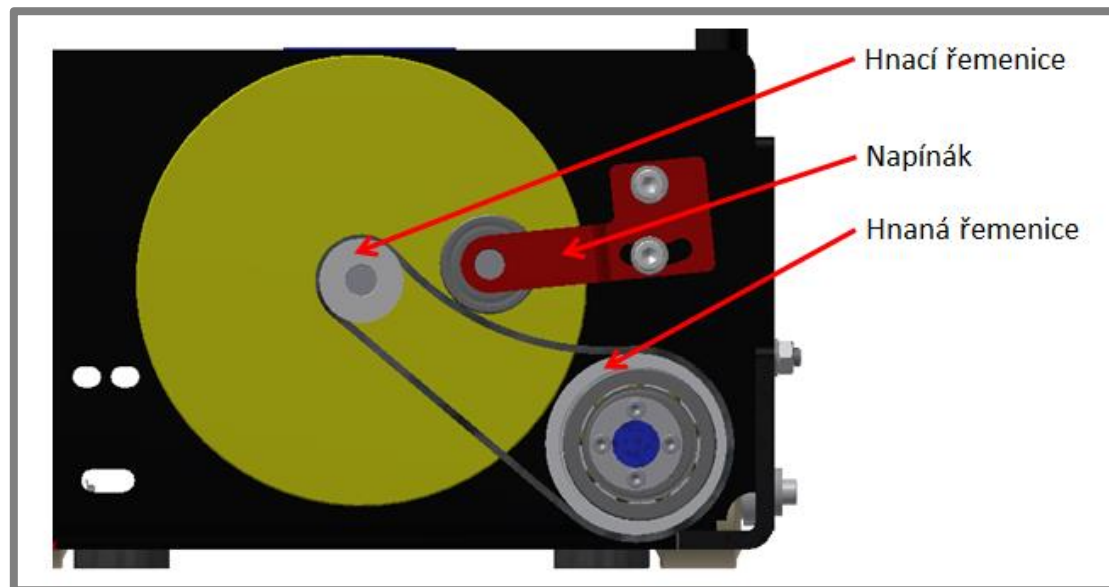
Kde:

- θ_d [rad] -úhel opásání hnací řemenice
 θ_D [rad] -úhel opásání hnané řemenice
 d_p [mm] -výpočtový průměr hnací řemenice

D_p [mm]	-výpočtový průměr hnané řemenice
a [mm]	-osová vzdálenost
L_p [mm]	-minimální délka ozubeného řemene

Na základě výpočtu minimální délky ozubeného řemene byl zvolen ozubený řemen s označením HTD 05M 560 15 o délce 560 mm.

Součástí tohoto ozubeného převodu je také napínák, který slouží k napnutí řemenu do požadovaného stavu, viz následující Obr.



Obr. 4-14 Znáznornění použitého ozubeného převodu s napínákem

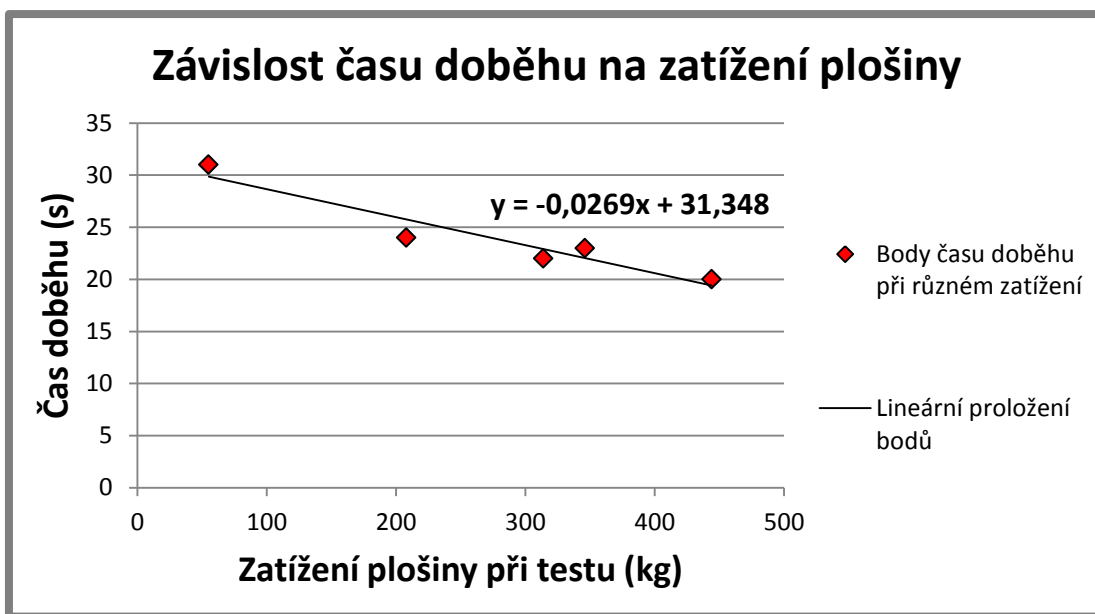
4.4.9 Návrh setrvačníku

Z důvodu složitého stanovení optimální velikosti setrvačníku pomocí návrhových výpočtů bylo přistoupeno k experimentální metodě návrhu setrvačníku. Nejprve byl vyroben setrvačnick o momentu setrvačnosti $0,031 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$, u kterého byla během prvního testování zjištěna krátká doba doběhu měřicí plošiny (10 s při nezátížené plošině). Požadovaná doba doběhu při samotném měření (uvažována typická hmotnost závěsu automobilového kola 450 kg) byla stanovena na hodnotu 15 s. Následně byl vyroben nový setrvačnick momentu setrvačnosti $0,0488 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$, který vykazoval dobu doběhu nezátížené měřicí plošiny 36 s.

Tab. 4-1 Doba doběhu upraveného setrvačníku při různém zatížení plošiny

	Čas doběhu (s)	Zatížení plošiny (kg)
Prázdná plošina	36	0
Experimentální vozík	31	55
VW Passat - zadní náprava	23	346
VW Passat - přední náprava	20	444
Škoda Fabia - přední náprava	22	314
Škoda Fabia - zadní náprava	24	208

Na základě takto zjištěných časů doběhů při jednotlivých zatíženích měřicí plošiny bylo zjištěno, že závislost mezi tímto zatížením a mezi časem doběhu je téměř lineární, což znázorňuje následující graf.

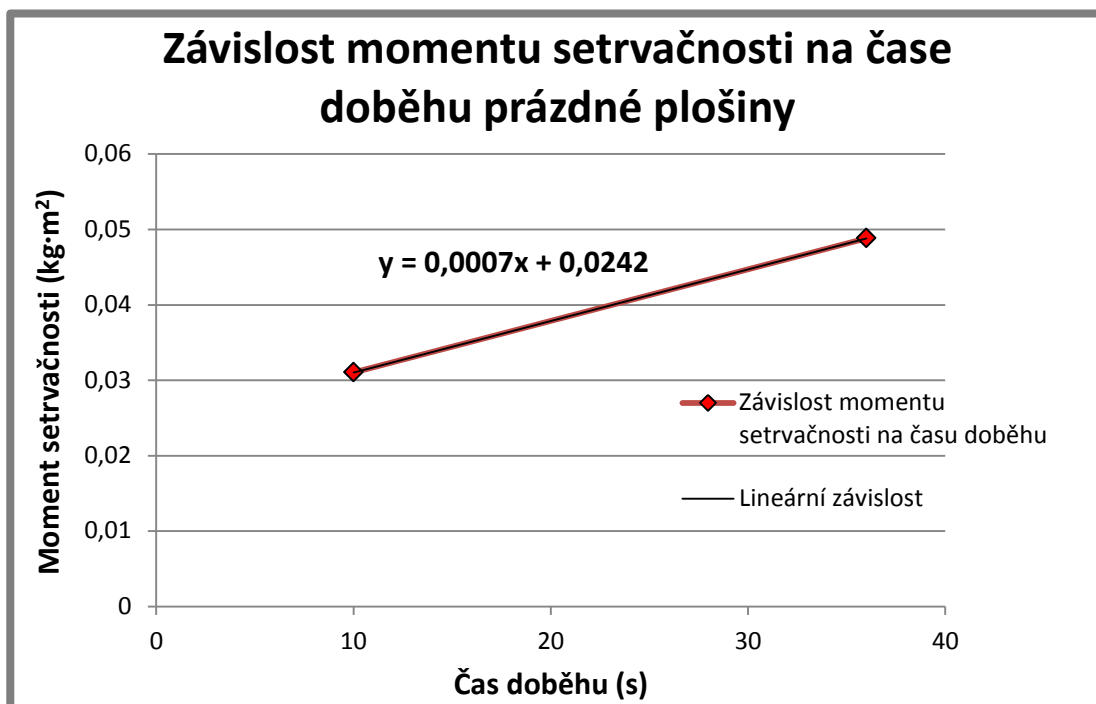


Graf 4-1 Závislost času doběhu na zatížení plošiny

Z grafu vyplývá, že pro dosažení požadovaného času doběhu 15 s při typické hmotnosti závěsu automobilového kola 450 kg, je potřeba čas doběhu snížit o 5 s. Při uvažované lineární závislosti bude snížením doby doběhu nezatížené plošiny o 5 s, snížena také doba doběhu zatížené plošiny typickým závěsem automobilového kola o 5 s.

Tab. 4-2 Momenty setrvačnosti a časy doběhů obou setrvačníků

	Moment setrvačnosti k ose rotace (kg*m ²)	Čas doběhu - prázdná plošina (s)
1. Setrvačnick	0,0310371	10
2. Setrvačnick	0,0488244	36



Graf 4-2 Závislost momentu setrvačnosti na čase doběhu prázdné plošiny

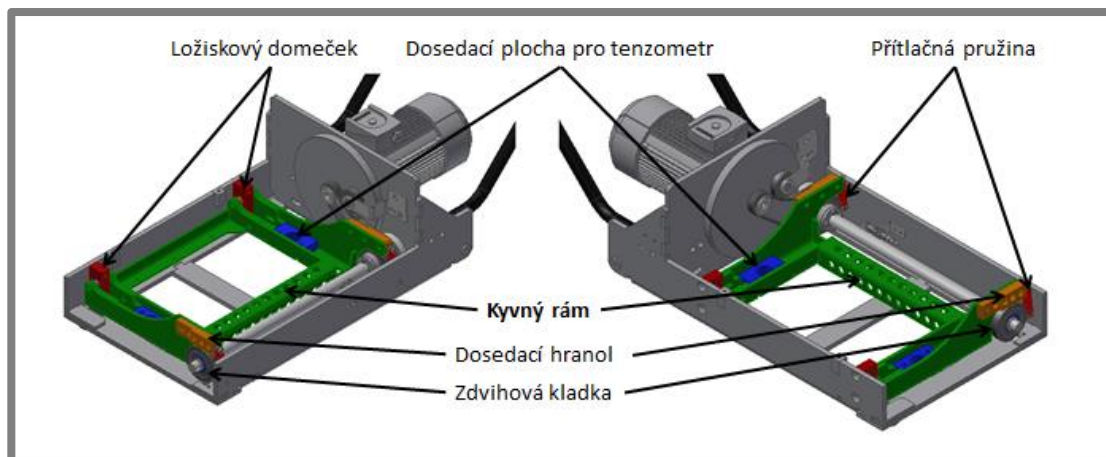
Bude-li uvažována lineární závislost mezi momentem setrvačnosti setrvačníku a časem doběhu, bude možno stanovit požadovaný moment setrvačnosti dle následující rovnice (požadovaný čas doběhu prázdné plošiny 31 s):

$$y = 0,0007 \cdot x + 0,0242 = 0,0007 \cdot 31 + 0,0242 = 0,0459 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

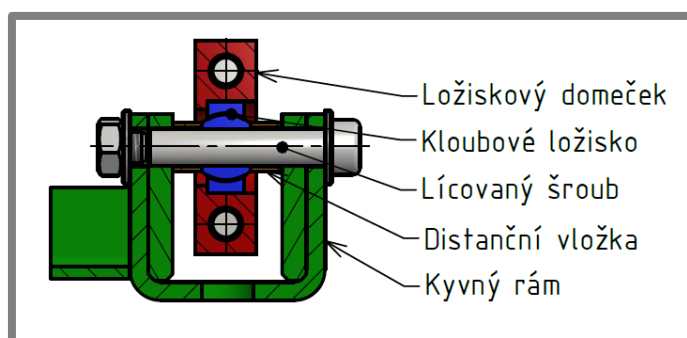
4.5 Kyvný rám

Kyvný rám slouží k zajištění zdvihu měřicí plošiny, díky kývavému pohybu, který vykonává. Na jedné straně je kyvný rám uložen v kloubových ložiskách ke hlavnímu rámu přes ložiskové domečky. Na straně druhé je uložen na kladkách, které jsou uloženy přes excentry na hřídeli, což při rotaci hřídele způsobuje kývavý pohyb. Dále kyvný rám slouží k uchycení ohybových snímačů síly, proto je kladen důraz na přesnost dosedacích ploch. Mezi hlavní požadavky na kyvný rám patří jeho vysoká tuhost a pevnost, při zachování co nejnižší možné hmotnosti. Hmotnost pohyblivých částí testeru (kyvný rám, tenzometry a měřicí plošina) výrazně ovlivňuje vznik setrvačných sil při testování, které mají negativní vliv na klidný chod testeru. Snaha je o dosažení klidného chodu, a proto je potřeba redukovat vznik setrvačných sil, použitím co nejlehčích pohyblivých částí testeru.

Byla zvolena ocelová svařovaná konstrukce kyvného rámu, která byla navržena tak, aby dosahovala dostatečnou pevnost a tuhost, při co nejnižší možné hmotnosti. Dosedací plochy pro tenzometry byly následně frézovány, aby byla zajištěna jejich rovinnost, která je důležitá pro přesnost měření.



Obr. 4-15 Hlavní části kyvného rámu



Obr. 4-16 Uložení kyvného rámu v kloubových ložiskách

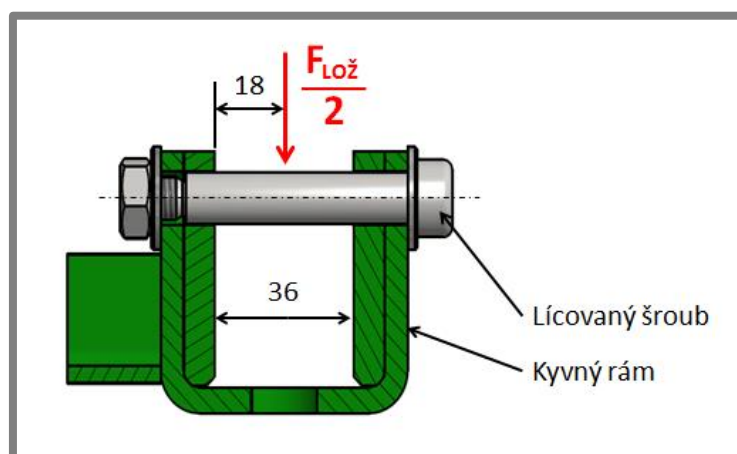
4.5.1 Návrh kloubových ložisek

4.5.1

Při návrhu kloubových ložisek byla uvažována střední hodnota jejich zatížení, tzn. kdy je kolo umístěno přesně na středu měřicí plošiny.

Výpočet minimálního průměru čepu

Jako čep bude použit lícovaný šroub ISO 7379, třída pevnosti 12.9 (mez kluzu šroubu $R_e = 1080 \text{ MPa}$)



Obr. 4-17 Zatížení lícovaného šroubu

$$M_o = \frac{F_{RA}}{2} \cdot 18 = \frac{1\,275,3}{2} \cdot 18 = 25\,251 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{M_o \cdot 32}{R_e \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{25\,251 \cdot 32}{1080 \cdot \pi}} = 4,77 \text{ mm}$$

Kde:

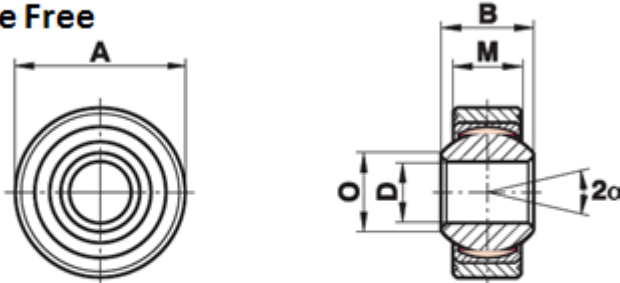
- M_o [N·m] -Ohybový moment působící na lícovaný šroub
 R_e [MPa] -Mez kluzu lícovaného šroubu
 d_{MIN} [mm] -Minimální průměr lícovaného šroubu

Kvůli rozměrům v konstrukci bylo nakonec zvoleno bezúdržbové ložisko GLXSW 12 od firmy Fluro, pro které byla provedena kontrola trvanlivosti ložiska. Pro kontrolu trvanlivosti ložiska, bude uvažována maximální frekvence $f=21,5$ Hz. Dále do výpočtu vstupují koeficienty vlivu zatížení, teploty, prokluzu a mazání, které byly stanoveny dle tabulek výrobce na hodnoty:

$$\begin{aligned}
 f_L &= 1 \\
 f_T &= 1 \\
 f_G &= 1 \\
 f_V &= 3,5
 \end{aligned}$$

Spherical Plain Bearings Series K - Maintenance Free

GLXSW



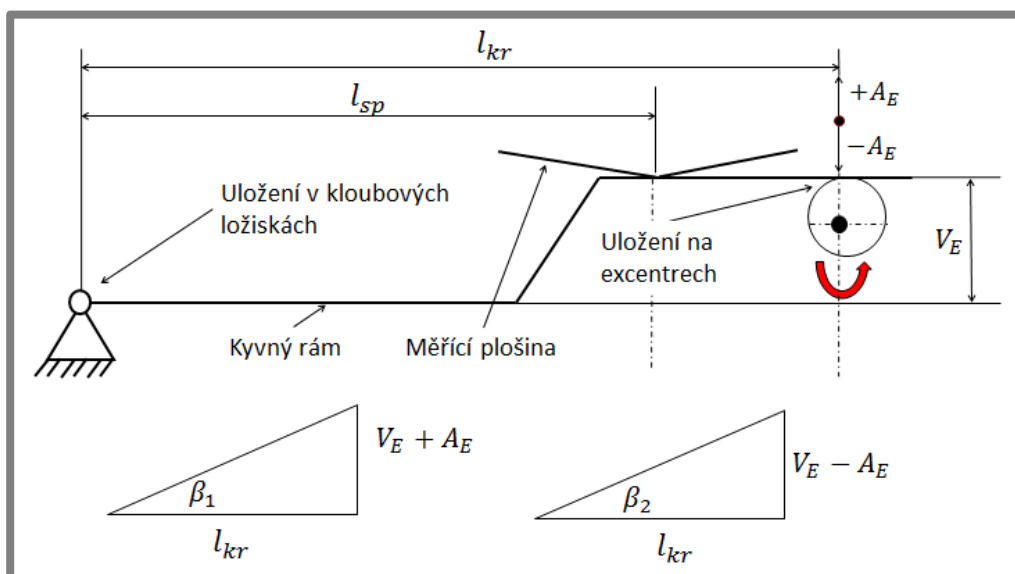
Size (D)	B	M	A	O	Static load C _s kN	Dynamic load C kN	Limiting speed rev/min	Weight g
10	14	10.50	26	12.9	39.0	23.4	350 rev	38
12	16	12.00	30	15.4	53.5	32.0	300 rev	58
14	19	13.50	34	16.8	70.0	42.0	260 rev	83

Obr. 4-18 Kloubové ložiska s označením GLXSW 12 od výrobce Fluro [33]

Základní parametry ložiska:

$$\begin{aligned}
 C &= 32 \text{ kN} \\
 d_k &= 22,22 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Výpočet úhlu oscilace



Obr. 4-19 Schématické znázornění kyvného rámu pro výpočet úhlu oscilace

$$\tan(\beta_1) = \frac{V_E + A_E}{l_{kr}} = \frac{30 + 1,9}{330} \rightarrow \beta_1 = 5,52^\circ$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{V_E - A_E}{l_{kr}} = \frac{30 - 1,9}{330} \rightarrow \beta_2 = 4,87^\circ$$

$$\beta = \beta_1 - \beta_2 = 5,52 - 4,87 = 0,65^\circ$$

Kde:

β [°]	-celkový úhel oscilace kloubového ložiska
β_1 [°]	-úhel natočení kyvného rámu při horní úvrati kladky
β_2 [°]	-úhel natočení kyvného rámu při dolní úvrati kladky
A_E [mm]	-amplituda zdvihu excentru
l_{kr} [mm]	-délka ramene kyvného rámu

Výpočet základní trvanlivosti ložiska

$$v_m = \frac{d_k \cdot \beta \cdot f}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = \frac{22,22 \cdot 0,65 \cdot 1\,290}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = 0,0054 \text{ m/s}$$

Kde:

v_m [m/s]	-střední rychlost prokluzu
d_k [mm]	-průměr vnitřního kroužku
β [°]	-úhel oscilace ložiska
f [min ⁻¹]	-maximální pracovní frekvence ložiska

$$P_{Lož} = \frac{F_{Lož}}{2} = \frac{1\,275,3}{5} = 637,65 \text{ N}$$

$$G_h = 3 \cdot f_L \cdot f_T \cdot f_G \cdot f_V \cdot \left(\frac{C/P_{LOŽ}}{v_m} \right) = 3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3,5 \cdot 1 \cdot \left(\frac{32/0,64}{0,0054} \right) = 97\,222 \text{ hod}$$

Kde:

f_L [-]	-koeficient vlivu druhu zatěžování
f_T [-]	-koeficient vlivu provozní teploty
f_G [-]	-koeficient vlivu prokluzu
f_V [-]	-koeficient vlivu mazání
C [kN]	-dynamická únosnost kloubového ložiska
$P_{LOŽ}$ [kN]	-ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
v_m [m/s]	-střední rychlost prokluzu

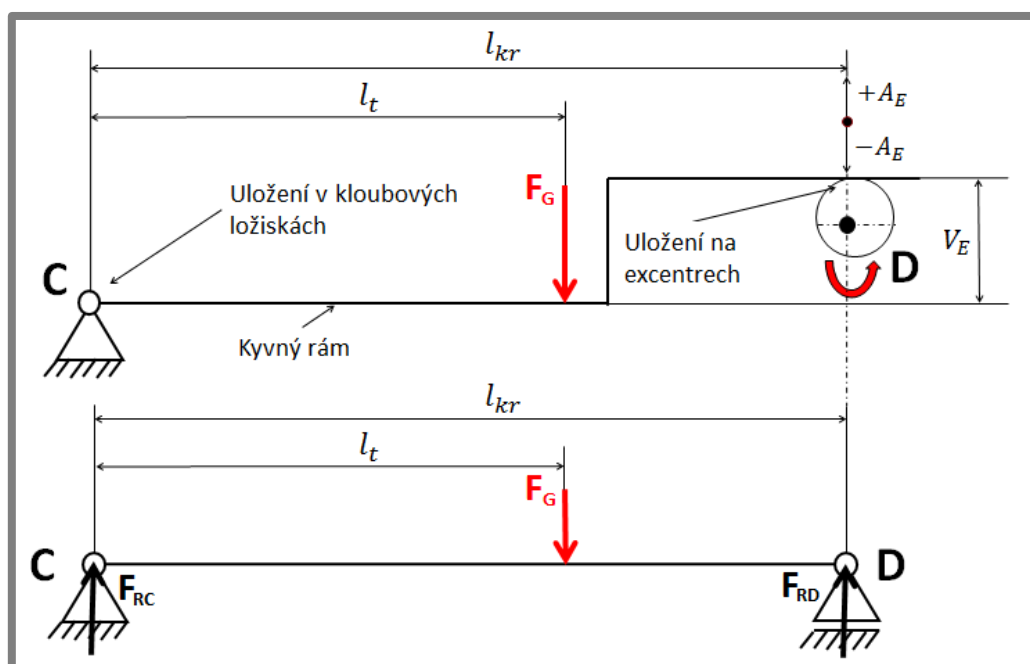
4.5.2 Návrh přitlačných pružin

Přitlačné pružiny zajišťují stálý styk kyvného rámu s kladkami. Použití přitlačných pružin je důležité zejména při zapnutí testeru na prázdko (bez automobilového kola), kdy by bez použití těchto pružin docházelo k odskakování kyvného rámu od kladek. Měření testeru bez automobilového kola je důležité pro stanovení kalibračních křivek (popsáno v kapitole 5.2 a 5.3), bez kterých by nebylo možné správně vyhodnocovat měření s automobilem. Přitlačné pružiny byly navrženy tak, aby jejich přitlačná síla byla vyšší než setrvačné síly pohyblivých hmot testeru při maximální frekvenci. Pro návrh bylo nejprve potřeba zjistit rozložení hmotnosti pohyblivých částí mezi kloubovými ložisky a kladkami. Celková hmotnost pohyblivých částí a poloha těžiště těchto částí byla zjištěna v programu Autodesk Inventor Professional 2014:

$$m_p = 18,28 \text{ kg}$$

$$l_t = 202 \text{ mm}$$

$$l_{kr} = 330 \text{ mm}$$



Obr. 4-20 Rozložení sil při prázdné plošině

$$\sum F_i = 0 \quad F_{RC} + F_{RD} - F_G = 0$$

$$\sum M_C = 0 \quad F_G \cdot l_t - F_{RD} \cdot l_{kr} = 0$$

$$F_G = m_p \cdot g = 18,28 \cdot g = 179,3 \text{ N}$$

$$F_{RD} = \frac{F_G \cdot l_t}{l_{kr}} = \frac{179,3 \cdot 202}{330} = 109,8 \text{ N}$$

$$m_d = \frac{F_{RD}}{g} = \frac{109,8}{g} = 11,2 \text{ kg}$$

$$a_m = (2 \cdot \pi \cdot f_{max})^2 \cdot A_E = (2 \cdot \pi \cdot 21,5)^2 \cdot 0,0019 = 34,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_s = \frac{m_d}{2} \cdot (a_m - g) = \frac{11,2}{2} \cdot (34,7 - 9,81) = 139 \text{ N}$$

Kde:

F_{RC} [N]	-zatížení kuličkových ložisek hmotností pohyblivých částí
F_{RD} [N]	-zatížení kladek hmotností pohyblivých částí testeru
F_G [N]	-gravitační síla pohyblivých částí testeru
m_p [kg]	-hmotnost pohyblivých částí testeru
m_d [kg]	-hmotnost pohyblivých částí testeru připadající na kladky
l_t [mm]	-poloha těžiště pohyblivých částí
f_{max} [s ⁻¹]	-maximální pracovní frekvence kmitání pohyblivých hmot
a_m [m/s ²]	-dostředivé zrychlení při maximální frekvenci testeru
F_s [N]	-setrvačná síla pohyblivých hmot při maximální frekvenci

Z výpočtu vyplývá, že minimální požadovaná síla jedné pružiny je 139 N při horní úvratí kladky. Na základě tohoto výpočtu byla vybrána tažná pružina s označením 2x13x63x18,25 o tuhosti 6,628 N/mm a přitlačné síle 152,44 N při délce 86 mm. V našem případě bude k maximálnímu zatížení 139 N docházet při délce pružiny 88 mm.

Tab. 4-3 Základní parametry pružiny [34]

Tuhost pružiny (N/mm)	6,628
Volná délka pružiny (mm)	63
Průměr drátu (mm)	2
Počet závitů (-)	18,25
Vnější průměr pružiny (mm)	13
Střední průměr pružiny (mm)	11

Tab. 4-4 Přítlačná síla pružiny v závislosti na deformaci [34]

Délka pružiny (mm)	Síla (N)
63	0
81	119,3 ± 6,53
86	152,44 ± 7,36
96,52	222,2

4.5.3 Pevnostní výpočet kyvného rámu

Pevnostní výpočet kyvného rámu byl proveden v programu ANSYS workbench 14,5. Do výpočtu byly zahrnuty všechny možné způsoby najetí kola na měřicí plošinu (najetí kolem přesně na střed plošiny, a také na její okraje). V místě, kde je kyvný rám uložen na kloubových ložiskách, byla použita rotační vazba, dovolující pohyb pouze v tečném směru, ostatní pohyby jsou zamezeny. V místě, kde je kyvný rám uložen na zdvihových kladkách, byla použita vazba podpora, která zamezuje pohyb pouze ve svislém směru, tedy ve směru zatížení (v tomto případě osa z). Zatížení bylo na kyvný rám aplikováno přes tenzometry. Jelikož je kyvný rám zatěžován dynamicky, bylo maximální statické zatížení plošiny F_{MAX} vynásobeno dynamickým koeficientem $k_d = 2,2$, který je při těchto pevnostních návrzích standardně používán firmou Modulartest. V případě simulace najetí kola na střed plošiny, bylo toto zatížení na obou tenzometrech stejné o hodnotě:

$$F_{d-MAX} = \frac{k_d \cdot F_{MAX}}{2} = \frac{2,2 \cdot 6\,376,5}{2} = 7\,014\,N$$

V případě simulace najetí kola na okraj plošiny byla zatěžující síla rozdělena mezi oba tenzometry v následujícím poměru:

$$F_Z = 12\,057\,N$$

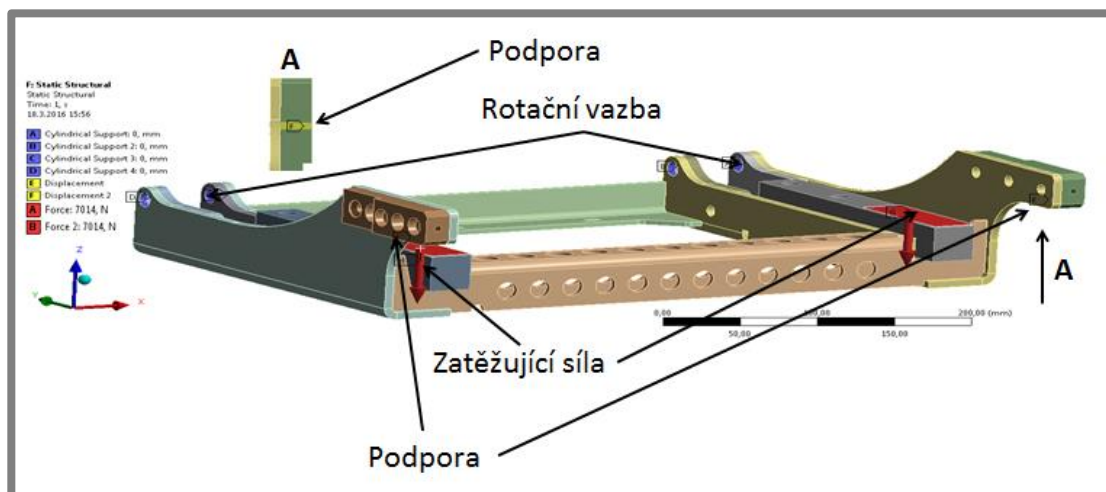
$$F_N = 1\,971\,N$$

Kde:

F_Z [N] -Zatížení tenzometru na straně působení síly kola

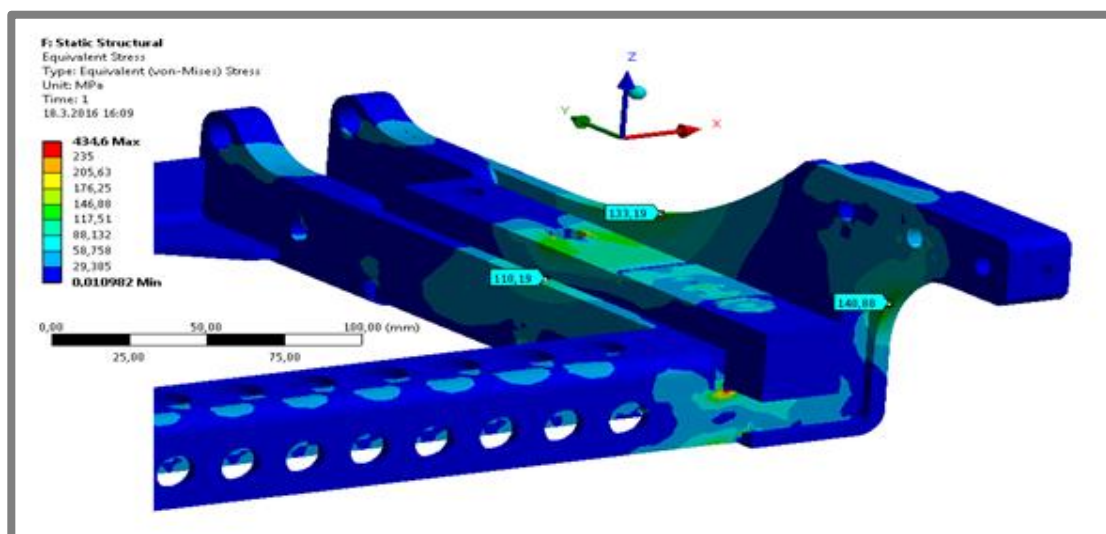
F_N [N] -Zatížení tenzometru na vzdálené straně od působení síly kola

Tento poměr rozdělení sil byl získán pomocí analýzy měřicí plošiny, která byla zatížena na straně. Pomocí funkce Force Reaction bylo zjištěno zatížení jednotlivých tenzometrů.



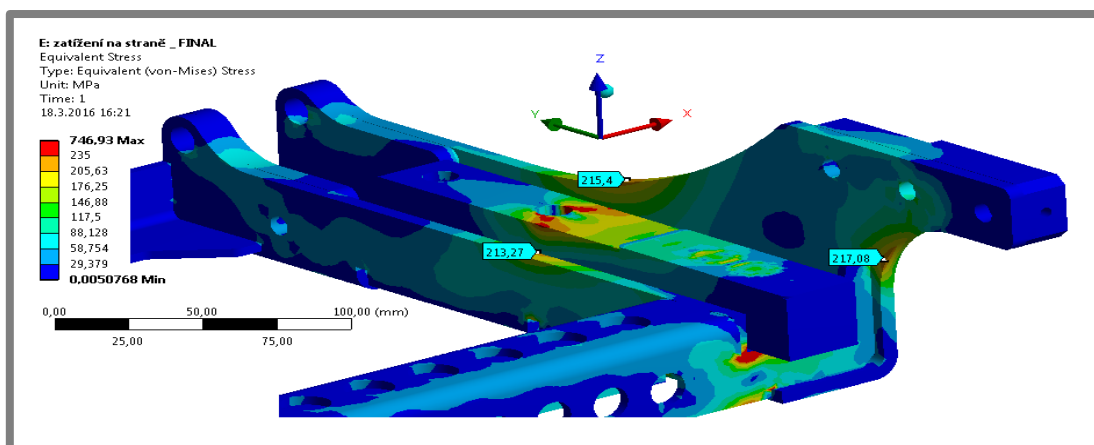
Obr. 4-21 Okrajové podmínky pro MKP analýzu kyvného rámu

Na následujícím obrázku je znázorněn průběh napětí při najetí automobilem na střed měřicí plošiny (Obr. 4-22). Z MKP analýzy vyplývá, že nejvyšší zatížení kyvného rámu v tomto případě je 141 MPa. Mez kluzu ocele kyvného rámu je 235 MPa, čímž je dosaženo bezpečnosti $K = 1,67$.



Obr. 4-22 Průběh napětí na kyvném rámu při zatížení středu měřicí plošiny

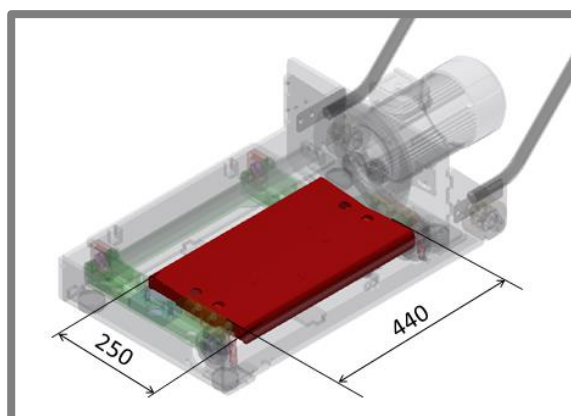
Na následujícím obrázku je znázorněn průběh napětí v nejhorším možném případě, a to při najetí kola automobilu na jeden z okrajů měřicí plošiny. Z MKP analýzy vyplývá, že nejvyšší zatížení kyvného rámu v tomto případě je 217 MPa. Mez kluzu ocele kyvného rámu je 235 MPa, což nám dává bezpečnost $K = 1,08$. Jelikož se jedná o nejhorší možný případ, který v praxi pravděpodobně vůbec nenastane (najíetí na úplný okraj plošiny automobilem připadajícímu hmotnost na jedno kolo 650 kg, hmotnost připadající na jedno kolo přední nápravy např. VW Passatu je 440 kg), tak je i takto nízká bezpečnost přípustná.



Obr. 4-23 Průběh napětí na kyvném rámu při zatížení okraje měřicí plošiny

4.6 Měřicí plošina

Měřicí plošina musí zajišťovat samovolné ustavení měřeného kola na její střed ve směru jízdy automobilu (označení jednotlivých směrů viz Obr. 3-6). Konstrukce měřicí plošiny a její uložení je vyřešeno tak, aby odpadla potřeba najetí na její střed ve směru podélném. Toto je důležité z praktického hlediska, kdy odpadá přesné najetí kolem na střed plošiny, což velice usnadní samotné měření na testeru a vede ke zkrácení měřicího času. Mezi hlavní požadavky na měřicí plošinu patří dostatečná pevnost a tuhost, při co nejnížší možné hmotnosti. Zachování nízké hmotnosti plošiny je důležité (stejně jako u kyvného rámu) z hlediska působení setrvačných sil od pohyblivých hmot testeru během chodu. Snahou je dosáhnout co nejnižších možných setrvačných sil, aby byl dosažen klidný chod prázdného testeru.



Obr. 4-24 Měřicí plošina a její základní rozměry

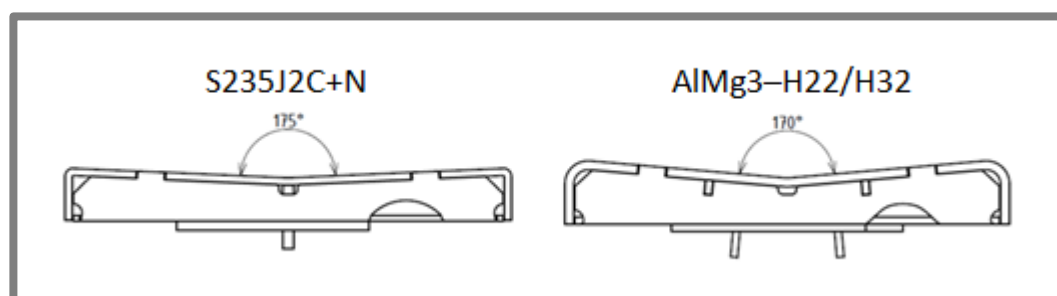
Měřicí plošina byla vyrobena ve dvou variantách. Nejprve byla vyrobena ocelová měřicí plošina z materiálu S235J2C+N., která měla úhel rozevření 175°. Hmotnost této ocelové plošiny činila 5,9 kg. Při prvních měřeních se s touto plošinou vyskytly problémy, které bylo potřeba odstranit. Prvním problémem byly vysoké setrvačné síly od hmotnosti plošiny, které způsobovaly neklidný chod prázdného testeru. Z tohoto důvodu pak muselo být na hlavní rám namontováno závaží, čímž byl tento problém odstraněn (podrobný popis v kapitole 4.7.3). Další problém při měření s touto plošinou nastal při prvním měření na automobilu, kdy se ukázalo, že

její úhel rozevření byl moc velký, a proto nedocházelo k samovolnému vystředění kola na její střed v příčném směru. Umístění kola na středu v příčném směru během měření je velice důležité pro dodržení předepsaného zdvihu, s čímž je spojena přesnost měření.

Hlavně z druhého důvodu bylo potřeba vyrobit plošinu novou, která odstraní nedostatky ocelové plošiny. Požadavkem na novou plošinu bylo zredukovat její hmotnost a snížit úhel rozevření na hodnotu 170° , aby již docházelo k samovolnému ostavení měřeného kola na její střed v příčném směru. Z důvodu redukce hmotnosti byla jako materiál plošiny zvolena hliníková slitina AlMg3–H22/H32. U této hliníkové plošiny byla dosažena hmotnost 2,7 kg.

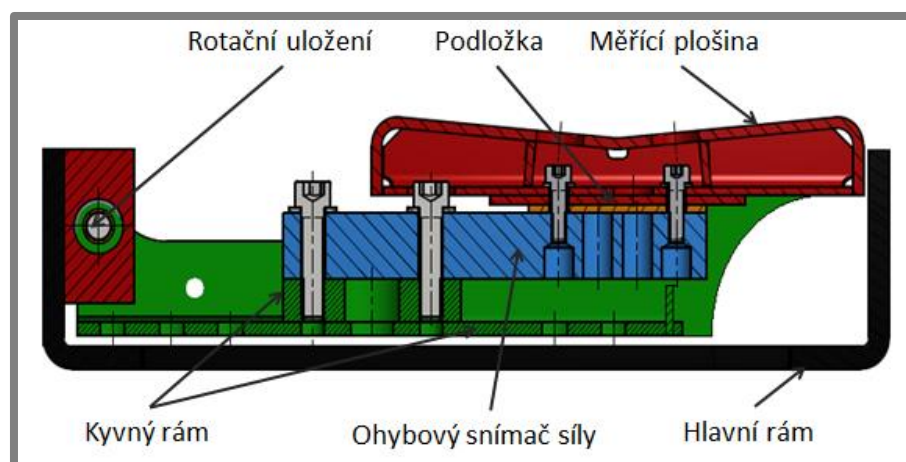
Tab. 4-5 Porovnání ocelové a hliníkové měřicí plošiny

	Ocelová měřicí plošina	Hliníková měřicí plošina
Hmotnost (kg)	5,9	2,7
Úhel rozevření ($^\circ$)	175	170
Základní rozměry (mm)	440x250x45	440x250x55
Materiál	S235J2C+N	AlMg3–H22/H32

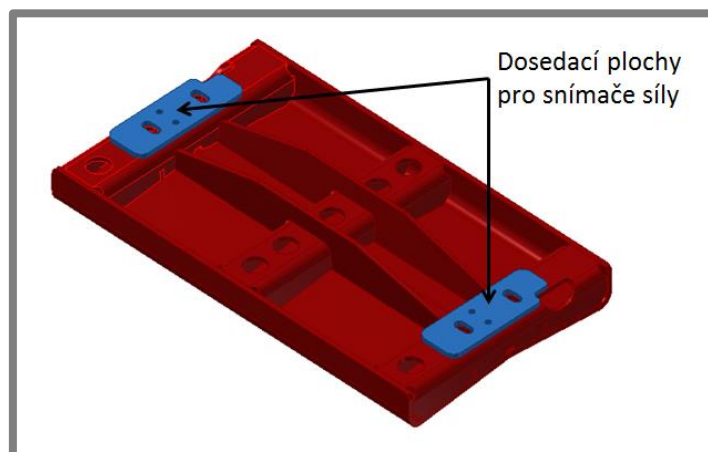


Obr. 4-25 Schématické znázornění ocelové a hliníkové měřicí plošiny

Měřicí plošina je uložena na dvou ohybových snímačích, které jsou uloženy na kyvném rámu. Plošina je uchycena k tenzometrům přes podložky, které tam jsou z důvodu, aby dosedací plocha plošiny na tenzometru byla přesně taková, jak udává výrobce tenzometru. Schématické znázornění uložení měřicí plošiny je znázorněno na následujícím obrázku:



Obr. 4-26 Uložení měřicí plošiny ke kyvnému rámu přes ohybové snímače síly



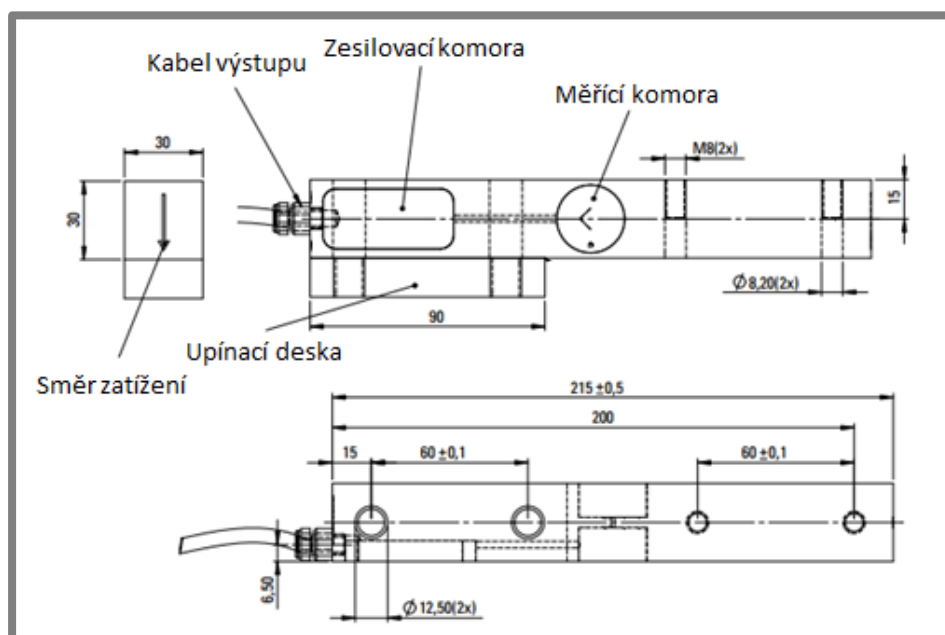
Obr. 4-27 Dosedací plochy plošiny pro snímače síly

4.6.1 Volba ohybových snímačů síly

Byly zvoleny ohybové snímače síly od výrobce HKM Messtechnik s označením SK-1T5-AX. Tento typ snímačů je standardně používán firmou ModularTest u testerů tlumičů, proto byl zvolen i v tomto případě. Technické parametry tenzometru jsou znázorněny v Tab. 4-6, jeho základní rozměry jsou pak znázorněny na Obr. 4-28.

Tab. 4-6 Technické parametry ohybového snímače síly SK-1T5-AX [35]

Měřicí rozsah	0 – 1 000 kg
Přesnost	0,5 %
Napájení	12 – 18 V
Nominální zatížení	1 000 kg
Maximální pracovní zatížení	1,2 x Nominální zatížení
Limitní zatížení	1,5 x Nominální zatížení

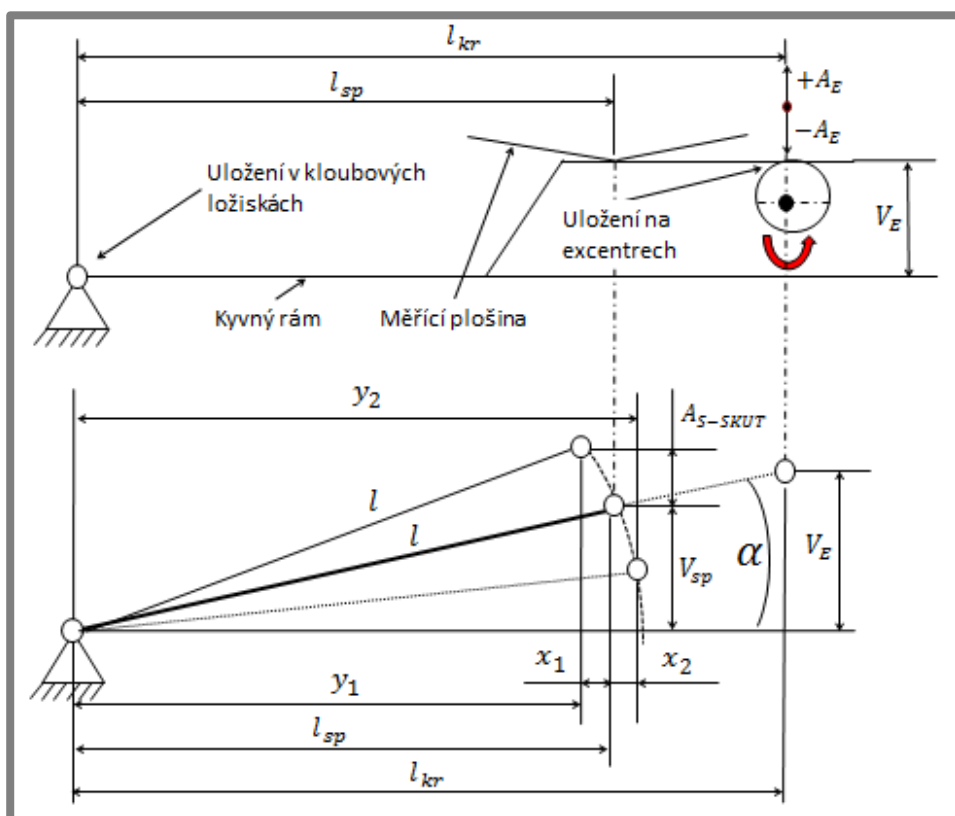


Obr. 4-28 Rozměry ohybového snímače síly SK-1T5-AX [35]

4.6.2 Ověření pohybu středu plošiny ve směru jízdy automobilu

Pohyb měřicí plošiny ve směru jízdy automobilu může negativně ovlivňovat výsledky měření. Při konstrukci testerů tlumičů s kyvným rámem, kdy plošina vykonává pohyb po kružnici je snaha o co nejmenší tento pohyb. Z tohoto důvodu proběhla kontrola velikosti tohoto pohybu, která byla stanovena na limitní hodnotu $x = 0,5 \text{ mm}$. Známé parametry vstupující do výpočtu:

$$\begin{aligned} V_E &= 30 \text{ mm} \\ l_{sp} &= 264 \text{ mm} \\ l_{kr} &= 330 \text{ mm} \\ A_S &= 1,52 \text{ mm} \end{aligned}$$



Obr. 4-29 Schéma pro výpočet pohybu plošiny ve směru jízdy automobilu

Nejprve byl zjištěn úhel α pomocí goniometrické funkce tangens:

$$\tan \alpha = \frac{V_E}{l_{kr}} = \frac{30}{330} = 0,091 \rightarrow \alpha = 5,19^\circ$$

Zjištění výšky náklonu V_{sp} na středu plošiny pomocí věty o podobnosti trojúhelníků:

$$\frac{V_E}{l_{kr}} = \frac{V_{sp}}{l_{sp}} \rightarrow V_{sp} = \frac{V_E \cdot l_{sp}}{l_{kr}} = \frac{30 \cdot 264}{330} = 24 \text{ mm}$$

Výpočet délky l kyvného rámu ke středu plošiny pomocí Pythagorovy věty:

$$l = \sqrt{l_{sp}^2 + V_{sp}^2} = \sqrt{264^2 + 24^2} = 265,09 \text{ mm}$$

Výpočet pomocné hodnoty y_1 pomocí Pythagorovy věty:

$$y_1 = \sqrt[2]{l^2 - (V_{sp} + A_s)^2} = \sqrt[2]{265,09^2 - (24 + 1,52)^2} = 263,86 \text{ mm}$$

Výpočet posuvu plošiny v příčném směru x_1 při horní úvrati měřicí plošiny:

$$x_1 = l_{sp} - y_1 = 264 - 263,86 = 0,14 \text{ mm}$$

Výpočet pomocné hodnoty y_2 pomocí Pythagorovy věty:

$$y_2 = \sqrt[2]{l^2 - (V_{sp} - A_s)^2} = \sqrt[2]{265,09^2 - (24 - 1,52)^2} = 264,141 \text{ mm}$$

Výpočet posuvu plošiny v příčném směru x_2 při dolní úvrati měřicí plošiny:

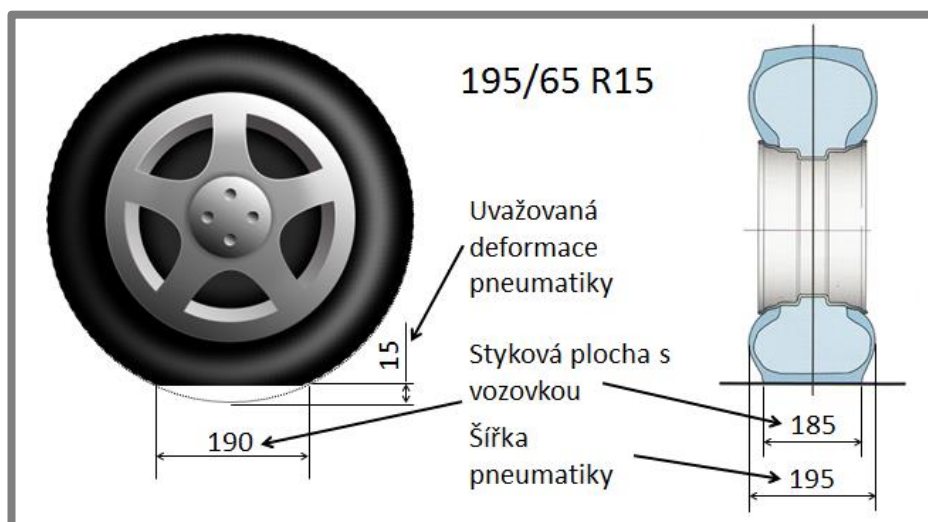
$$x_2 = y_2 - l_{sp} = 264,14 - 264 = 0,135 \text{ mm}$$

Stanovení celkového posuvu x měřicí plošiny v příčném směru:

$$x = x_1 + x_2 = 0,141 + 0,135 = 0,276 \text{ mm}$$

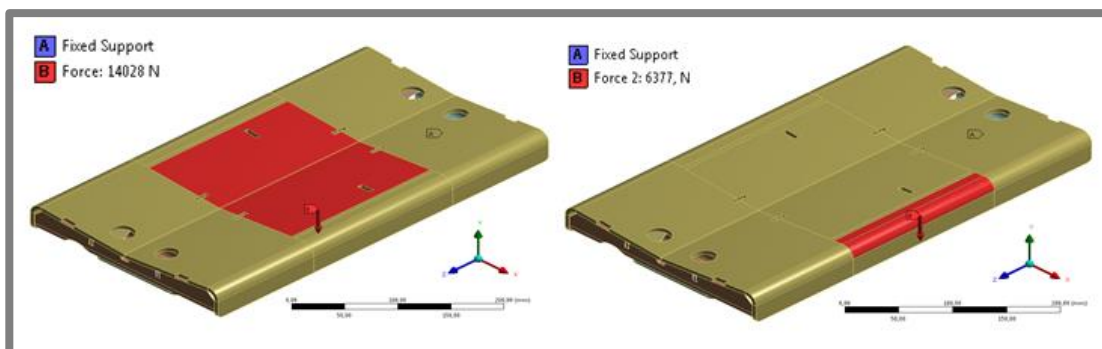
4.6.3 Pevnostní výpočet měřicí plošiny

Pro pevnostní výpočet byl opět použit program ANSYS workbench 14,5. Do výpočtu byly opět zahrnuty všechny možné případy najetí kola na plošinu, tzn. najetí kolem na její střed a okraj. Dále byla provedena simulace nájezdu a sjezdu kola automobilu na plošinu. V místech, kde je plošina uložena na tenzometrech, byla použita vazba vetknutí, která zamezuje pohyby ve všech směrech. V případě simulace samotného testu, bylo na plošinu aplikováno maximální možné zatížení $F_{d, \text{MAX}} = 14\,028 \text{ N}$. Toto zatížení bylo aplikováno na plochu o rozměrech $185 \times 190 \text{ mm}$. Rozměr plochy zatížení byl stanoven pro průměrnou pneumatiku automobilu, kdy bylo vycházeno z jejích rozměrů a z její deformace pod hmotností vozidla. Průměrný rozměr pneumatiky byl uvažován 195/65 R15, což je nejprodávanější pneumatika v ČR.

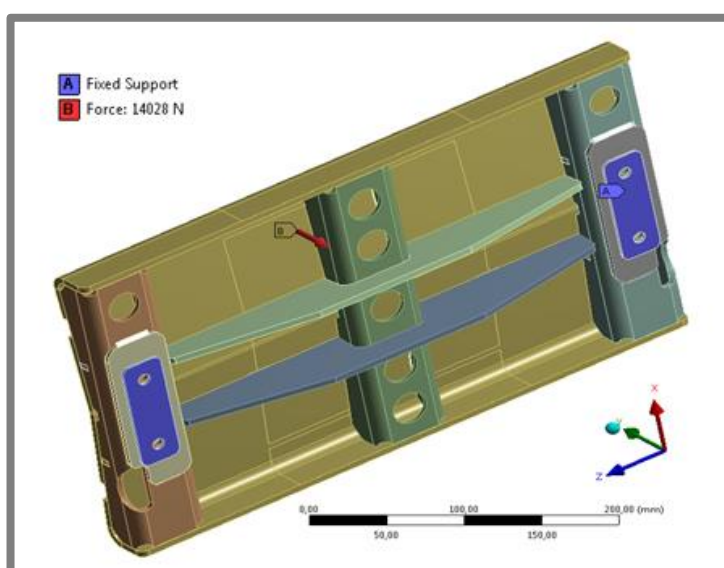


Obr. 4-30 Údaje pro stanovení plochy dotyku kola s měřicí plošinou [24], [36]

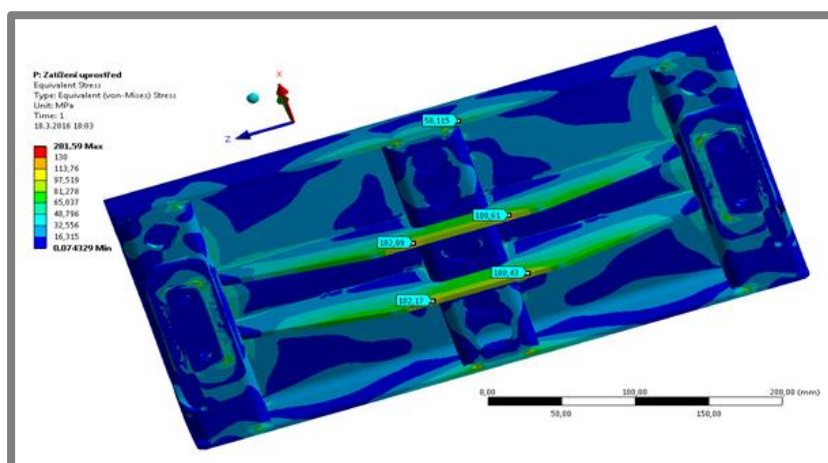
Při simulaci nájezdu nebo sjezdu kola z plošiny bylo aplikováno zatížení o hodnotě 6 377 N na plochu 185x20 mm viz Obr. 4-31.



Obr. 4-31 Zatížení plošiny během testu (vlevo) a zatížení při nájezdu (vpravo)

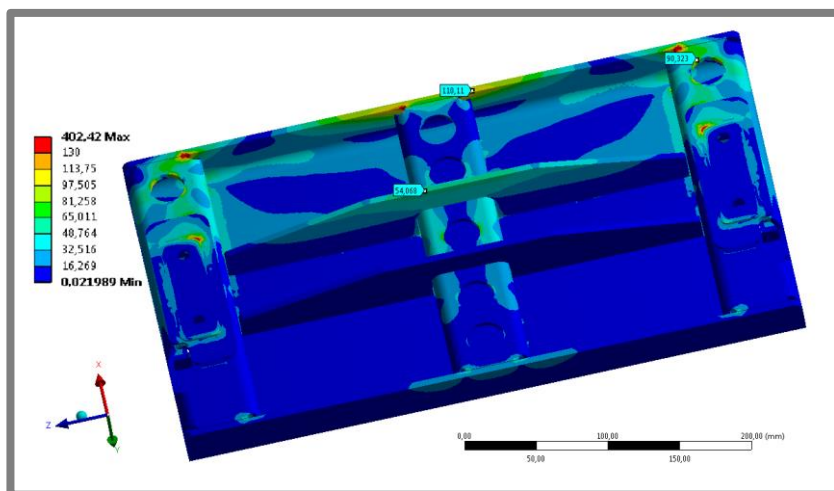


Obr. 4-32 Okrajová podmínka pro MKP analýzu - vazba vetknutí



Obr. 4-33 Průběh napětí během testu (kolo uprostřed plošiny)

Z MKP analýzy bylo zjištěno, že nejhorší možný případ zatížení plošiny je na jejím středu, jak během samotného testování, tak během nájezdu (sjezdu) na plošinu. Při simulaci samotného měření se maximální napětí objevilo na dvou příčných žebrech a mělo hodnotu 102 MPa. Mez kluzu hliníkové slitiny AlMg3–H22/H32 má hodnotu $Re = 130$ MPa, čímž je dosaženo bezpečnosti $K=1,27$.

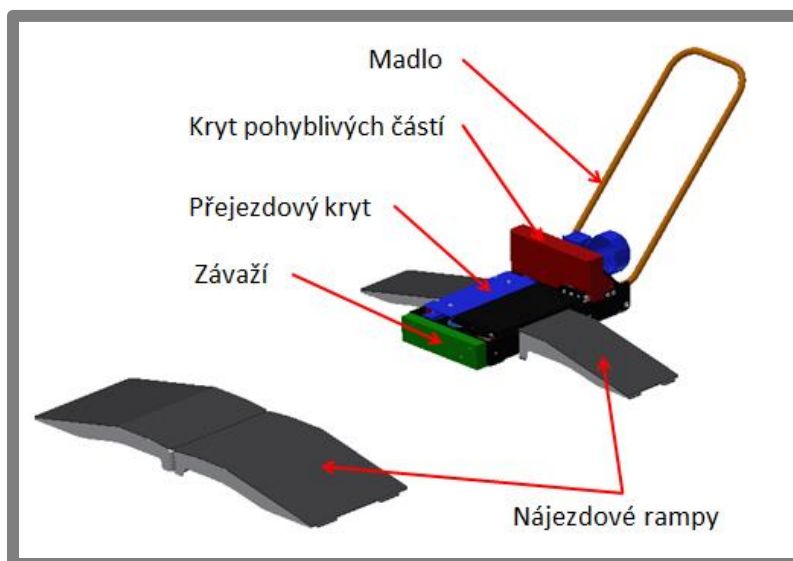


Obr. 4-34 Průběh napětí při nájezdu kolem na plošinu (na střed)

Při simulaci nájezdu (sjezdu) na plošinu bylo nejvyšší zjištěné napětí 110 MPa, čímž je dosaženo bezpečnosti $K=1,18$.

4.7 Ostatní části konstrukce

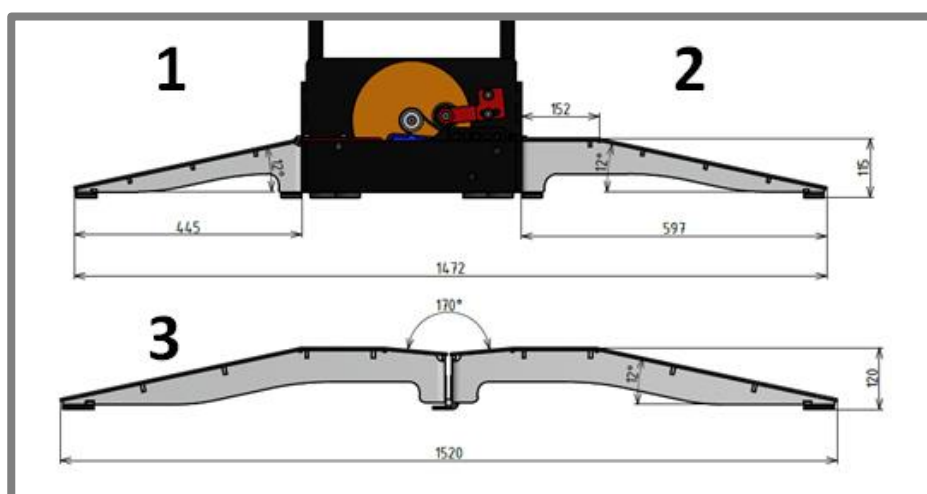
V této kapitole budou popsány ostatní části testeru, které nejsou přímo spojeny s funkcí testeru. Jedná se o nájezdové rampy, přejezdový kryt, závaží, pojezdová kola, kryt pohyblivých částí a madlo.



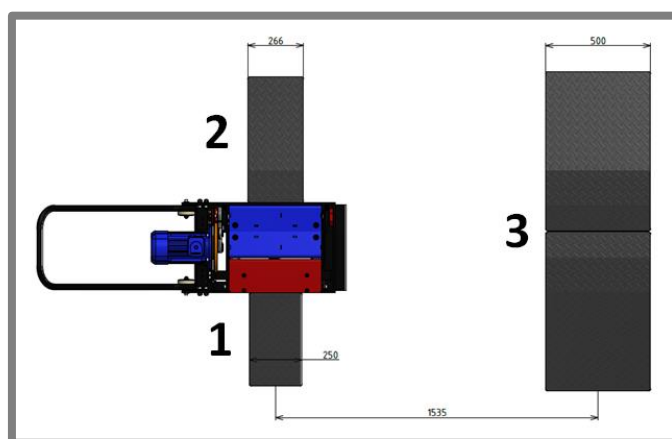
Obr. 4-35 Ostatní části testeru

4.7.1 Nájezdové rampy

Nájezdové rampy jsou důležité pro snadné najíždění automobilu na tester a dále pro zajištění měřené nápravy v rovině během měření, což je důležité pro přesnost měření. Dalším požadavkem bylo tyto nájezdové rampy vyrobit co nejlehčí, aby s nimi bylo možné snadno manipulovat. Z tohoto důvodu byla jako materiál zvolena hliníková slitina AlMg3-H22/H32 (AlMg3 ve ¼ tvrdém stavu) o mezi kluzu $R_e = 130$ MPa. Jako styková část s automobilovým kolem byl zvolen protiskluzový slzičkový plech vzoru QUINTET z materiálu AlMg3-0/H111 (stav měkký) o mezi kluzu $R_e = 80$ MPa. Rozměry nájezdových ramp byly voleny s ohledem na rozměry jednotlivých automobilů.



Obr. 4-36 Základní rozměry nájezdových ramp

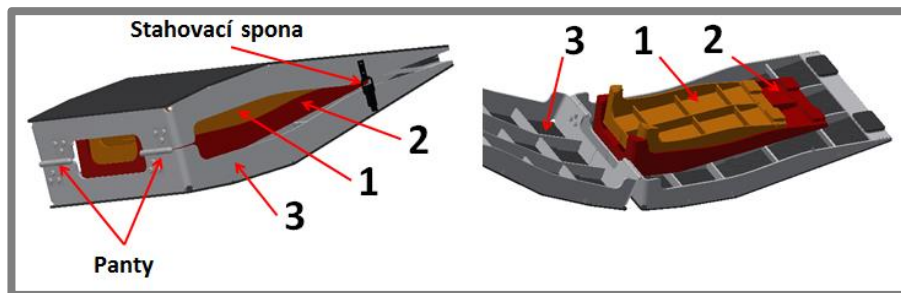


Obr. 4-37 Umístění jednotlivých nájezdových ramp

Nájezdový úhel ramp o hodnotě 12° , byl zvolen tak, aby zajistil bezproblémový nájezd na rampy i pro vozidla nejnižší třídy s nízkým nájezdovým úhlem. Šířka rampy označené pozicí 3 (znázorněna na Obr. 4-36 a Obr. 4-37) 500 mm byla zvolena na základě rozchodů kol vozidel nejnižších a nejvyšších tříd tak, aby zaručovala ustavení této rampy stále na stejném místě i při měření různých aut s velmi rozdílným rozchodem kol. Toto je důležité při častých měřeních velké škály automobilů, aby nedocházelo ke zbytečnému prodlužování času měření. Úhel ve středu nájezdové rampy 3, o velikosti 170° zajišťuje ustavení kola na středu této

rampy. Tento úhel má stejnou velikost jako měřicí plošina. Důležité je ustavit tuto nájezdovou rampu tak, aby její střed byl v jedné rovině se středem měřicí plošiny, aby bylo dosaženo ustavení celé nápravy do středu těchto dvou korýtek tvaru V (jak na měřicí plošině, tak na nájezdové rampě). Nájezdová rampa 3 je navržena tak, aby střed korýtky byl ve stejné výšce, jako střed korýtky měřicí plošiny při nulové poloze této plošiny (mezi horní a dolní úvratí).

Konstrukce nájezdových ramp je vytvořena tak, aby bylo možné snadné skladování těchto ramp, což je zajištěno možným skladováním těchto ramp do sebe, viz následující Obr.



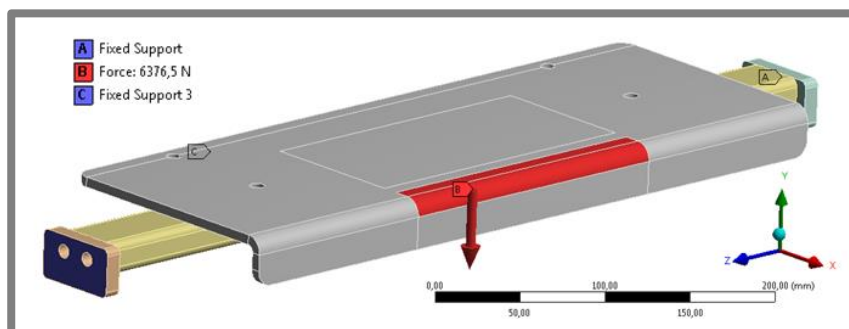
Obr. 4-38 Možnost skladování nájezdových ramp

Uzavírání nájezdové rampy 3 je zajištěno pomocí dvou pantů, na kterých je, v případě rozevření, tato plošina postavena přes pryžové podložky, viz Obr. 4-38. Zajištění uzavřeného stavu nájezdových ramp je zajištěno pomocí třmenových stahovacích spon, které jsou umístěny na obou stranách nájezdové rampy 3.

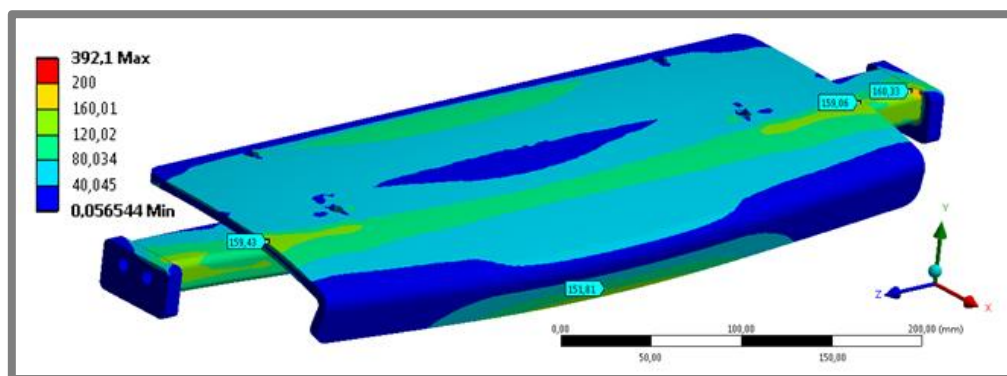
Nájezdové rampy byly navrženy na maximální přípustné zatížení 650 kg, které odpovídá maximálnímu přípustnému zatížení testeru, které plyne ze zadání diplomové práce. Pevnostní analýza pro všechny možné umístění automobilového kola na nájezdových rampách byla provedena v programu ANSYS workbench 14,5.

4.7.2 Přejezdový kryt

Přejezdový kryt slouží pro přejezd automobilového kola přes tester v místech, kde se nenachází měřicí plošina. Jedná se o šroubovanou konstrukci z materiálu S235J2C+N, která je přichycena k hlavnímu rámu. Při návrhu byl uvažován nejhorší možný stav zatížení přejezdového krytu, jednalo se o případ, kdy kolo najíždí na střed přejezdového krytu v podélném směru, viz Obr. 4-39. Velikost tohoto zatížení činilo 650 kg, což je zatížení, na které je tester navrhován a plyne ze zadání diplomové práce. Pevnostní návrh byl proveden v programu ANSYS workbench 14,5.



Obr. 4-39 Okrajové podmínky pro MKP analýzu přejezdového krytu



Obr. 4-40 Průběh napětí na zatíženém přejezdovém krytu

Z MKP analýzy bylo zjištěno maximální napětí na přejezdový kryt v nejhorším možném případě, které činilo 160 MPa, kdy při mezi kluzu materiálu přejezdového krytu $R_e = 235$ MPa dostaneme bezpečnost $K = 1,47$.

4.7.3 Závaží

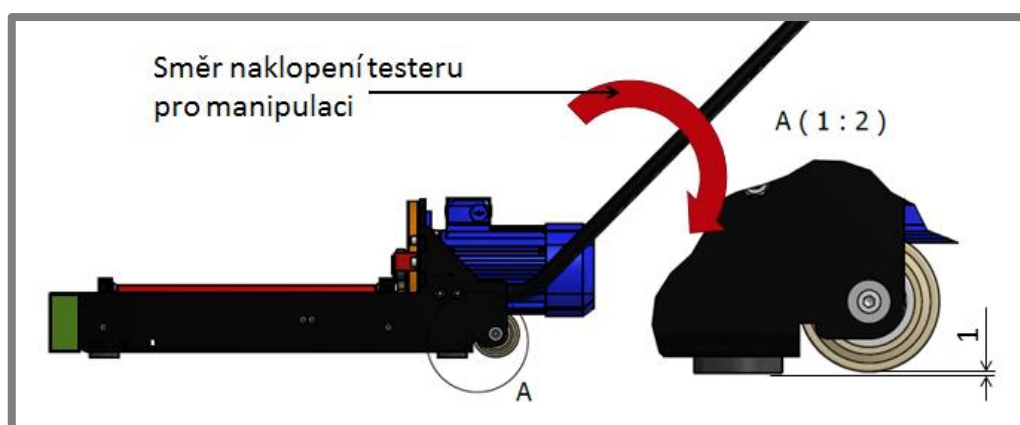
4.7.3

Na přední stranu testeru (strana, kde není motor) muselo být po prvních měřeních umístěno závaží, a to z důvodu, že tester měl neklidný chod. Neklidný chod se projevoval hlukem a vibracemi testeru na rovné podložce, což bylo způsobeno setrvačnými silami pohyblivých hmot. Z tohoto důvodu bylo na odlehčenou stranu testeru připevněno závaží o hmotnosti 16 kg. Závaží je přichyceno k hlavnímu rámu testeru šroubovým spojem. Po připevnění tohoto závaží, již tester projevoval klidný chod během měření.

4.7.4 Pojezdová kola

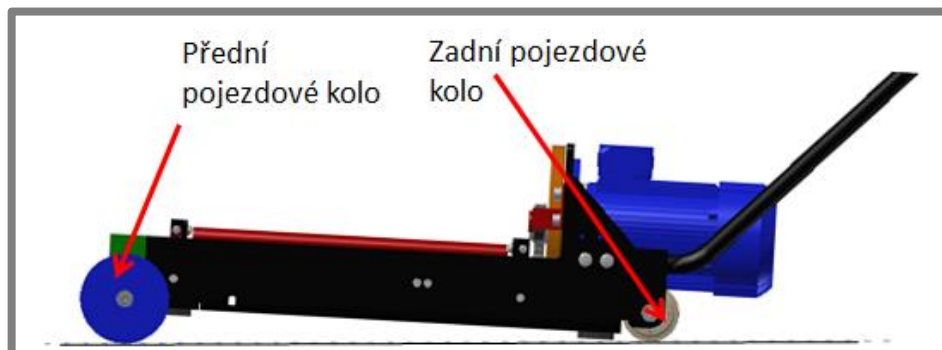
4.7.4

Pojezdová kola slouží ke snadné manipulaci s testerem a zajišťují jeho mobilitu. Během samotného měření však tester nesmí být na pojezdových kolech uložen, aby nedocházelo k ovlivňování měření těmito koly. Proto byla zadní pojezdová kola umístěna o 1 mm výše, než je dosedací rovina pryžových nožiček na zem, viz Obr. 4-41. Pro manipulaci s testerem je pak nutno tester naklopit tak, aby došlo k postavení testeru na tyto zadní pojezdová kola. Manipulace s testerem pouze po zadních pojezdových kolech slouží pouze k ustavení testeru na test a k popojíždění testeru na krátké vzdálenosti.

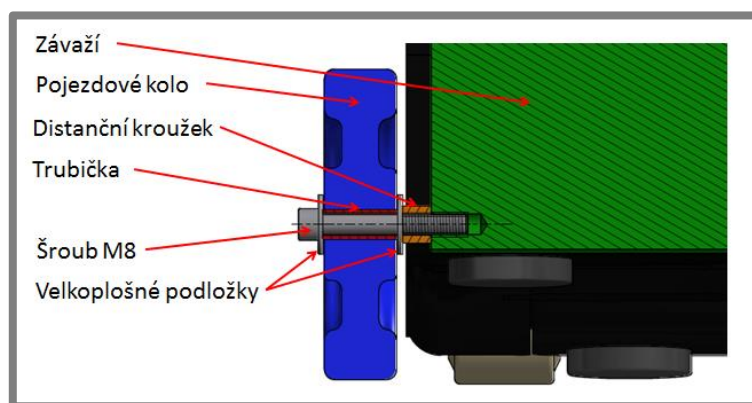


Obr. 4-41 Pojezdová kola testeru TriTec2

Pro manipulaci s testerem na větší vzdálenosti pak slouží přední pojzdová kola, které jsou odnímatelná. Tyto kola nesmí být během samotného testování k testeru připevněna.



Obr. 4-43 Demontovatelná přední pojzdová kola pro přesun na větší vzdálenosti



Obr. 4-42 Uložení předních pojzdových kol

Každé přední kolo bylo přichyceno k závaží testeru pomocí šroubu M8, což zajišťuje snadnou a rychlou montáž i demontáž. Samotné kolo je uloženo na šroubu přes trubičku, která je o 1 mm širší než kolo, což při dotažení šroubu zaručí snadnou rotaci kola. K zajištění axiálního pohybu kola byly použity velkoplošné podložky. Mezi závažím a velkoplošnou podložkou je umístěn distanční kroužek, který zajišťuje dostatečné odsazení pojzdového kola od hlavního rámu.

4.7.5 Kryt pohyblivých částí

Kryt pohyblivých částí má hlavně bezpečnostní funkci. Tento kryt zajišťuje, aby se na rotační části nic nenamotalo apod. Další funkcí tohoto krytu je, že brání vniku nečistot a vody popř. sněhu se solí v zimním období, na pohyblivé části, což by mohlo snižovat životnost testeru. Kryt pohyblivých částí je připevněn k hlavnímu rámu pomocí čtyř šroubů M8.

4.7.6 Madlo

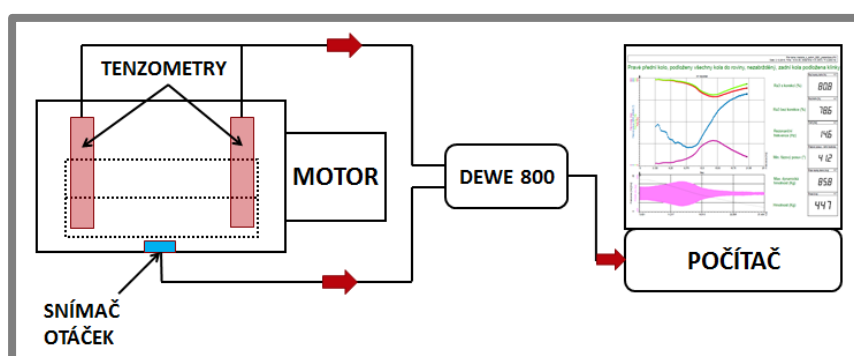
Madlo slouží ke snadné manipulaci s testerem. Jeho délka a výška jsou navrženy tak, aby byl poskytnut co nejvyšší komfort uživatele při manipulaci. Madlo je připevněno pomocí čtyř šroubů M10 k hlavnímu rámu. V případě potřeby, je po odmontování dvou šroubů možno madlo sklopit tak, aby byl tester co nejskladnější, případně madlo úplně demontovat.

4.8 Měřicí řetězec

Měřicí řetězec byl v rámci této diplomové práce navržen pro laboratorní ověřování funkce testeru, nikoliv pro dílenskou praxi. Jedná se o přechodné řešení pouze pro ověření funkce testeru v rámci VUT. Signály ze snímačů (síly a otáček) jsou připojeny k analyzátoru DEWE-800 od firmy Dewetron a jsou jím vzorkovány dynamickou frekvencí 5 000 Hz. Dolnoproustný filtr obou signálů byl nastaven na hodnotu 1 kHz. Pro naše účely byly využity DAQP moduly, uvedené v následující tabulce Tab. 4-7.

Tab. 4-7 Připojení snímačů k modulům analyzátoru DEWE-800

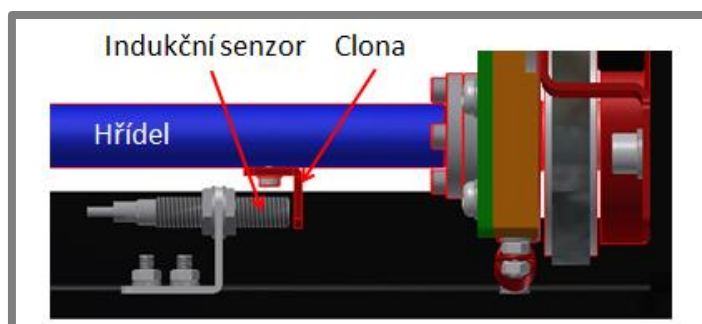
ČÍSLO KANÁLU	PŘIPOJENÝ SNÍMAČ	TYP MODULU
8	Indukční snímač otáček	DAQP-LV
9	Ohybové snímače síly	DAQP-LV



Obr. 4-44 Měřicí řetězec testeru TriTec2

Pro snímání síly byly zvoleny ohybové snímače síly od výrobce HKM Messtechnik s označením SK-1T5-AX. Podrobnější popis tohoto ohybového tenzometru je popsán v kapitole 4.6.1.

Pro snímání otáček byl použit indukční senzor od výrobce Omron s označením E2B-M12LS04-WP-C1 2M OMS. Tento senzor je také standardně využíván firmou Modulartest u komerčně vyráběných testerů, z tohoto důvodu byl použit i v tomto případě. Dochází ke snímání otáček hřídele, díky clony, která je na hřídeli uložena. Indukční senzor snímá četnost průchodu clony před snímačem, z čehož jsou poté vyhodnoceny otáčky hřídele.



Obr. 4-45 Indukční snímač otáček

4.9 Finanční rozvaha

V této kapitole budou sepsány všechny náklady na výrobu takto navrženého testeru. Tester byl navržen tak, aby jeho náklady na výrobu byly co nejnižší.

Tab. 4-8 Seznám nákladů na výrobu testeru TriTec2

Položka	Cena bez DPH (Kč)	Cena s DPH (Kč)
Výroba ocelových částí (hlavní rám, kyvný rám atd.)	16 484	19 946
Výroba hliníkových částí (měřicí plošina, nájezdové rampy apod.)	25 330	30 649
Elektromotor	2 790	3 376
Snímače síly	7 260	8 785
Snímač otáček	786	951
Zdvihové kladky	1 640	1 984
Svěrná pouzdra	265	321
Kloubová ložiska	629	761
Kuličková ložiska	642	777
Převod (řemenice, řemen)	744	900
Pojezdová kola	635	768
Rozvodnice + kabeláž	1 738	2 103
Povrchová úprava (komaxitování + zinkování)	471	570
CELKEM	59 414	71 891

Celková cena testeru TriTec2 dosáhla hodnoty 71 891 Kč. V porovnání s ostatními, komerčně vyráběnými, rezonančními adhezními testery je tato cena poměrně nízká. Nejlevnější, nám známý, rezonanční adhezní tester, který je na trhu uveden je tester EUSA 3000 od španělského výrobce VTEQ. Jeho cena je 229 174 Kč s DPH, ve které však není uveden skrytý náklad na podlahové úpravy servisu (nutno podpodlahové umístění testeru), který může dosahovat až poloviny ceny testeru tedy cca 100 000 Kč. Při započtení tohoto skrytého nákladu by byla prodejní cena testeru TriTec 2 cca třinásobně nižší než nejlevnější, rezonanční adhezní, konkurenční tester. [2]

5 DISKUZE

5

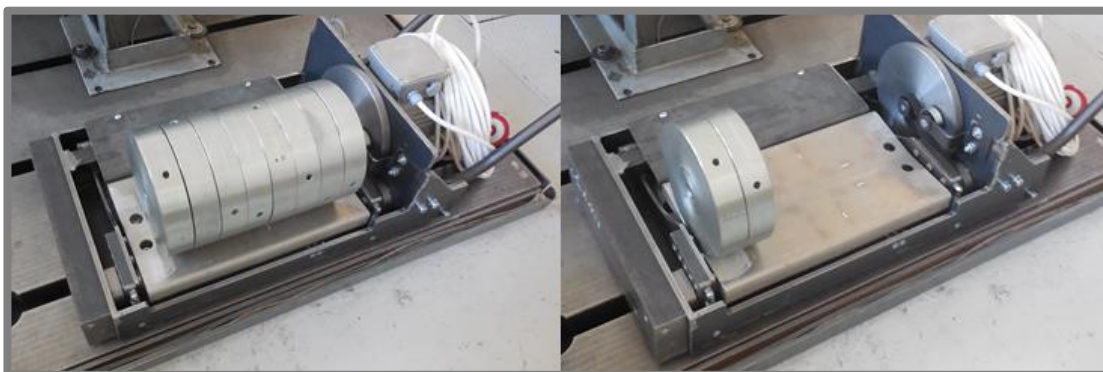
Tester je schopen měřit dva základní signály. Prvním je průběh síly, kterou působí měřené kolo na měřicí plošinu. Průběh síly je měřen pomocí dvou ohybových snímačů síly umístěných na kyvném rámu. Druhým signálem jsou pak otáčky hřídele s excentry, které jsou měřeny indukčním snímačem otáček.

Nejprve, aby bylo možno na testeru správně vyhodnocovat měření, bylo potřeba stanovit kalibrační rovnici pro ohybové snímače síly. Dále pak bylo potřeba stanovit všechny korekční křivky (průběh setrvačné síly pohyblivých částí v závislosti na frekvenci a průběh fázového posuvu prázdné plošiny v závislosti na frekvenci).

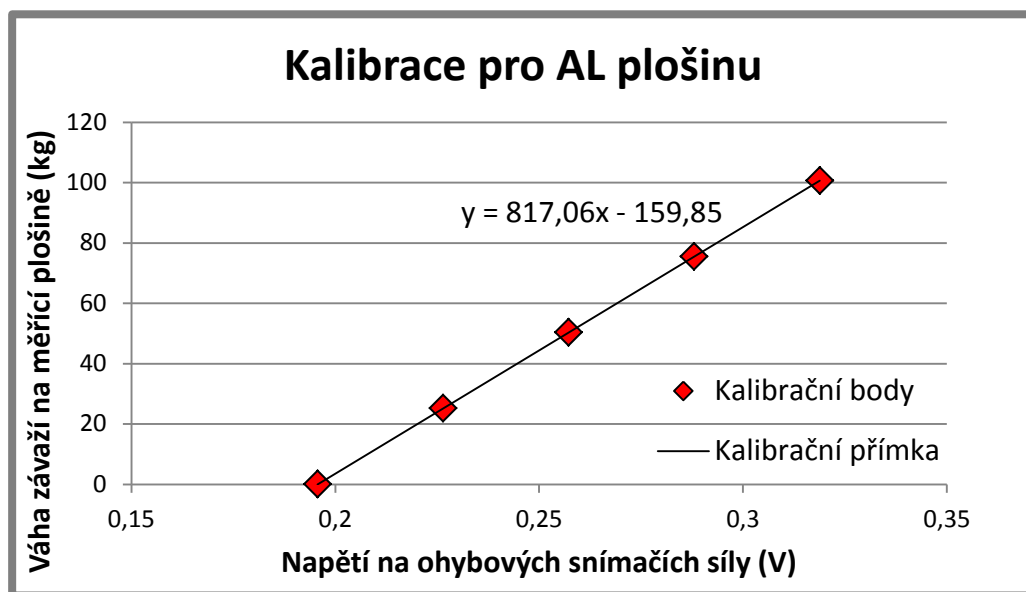
5.1 Kalibrace ohybových snímačů síly

5.1

Kalibrace ohybových snímačů síly byla provedena pomocí závaží o známé hmotnosti (hmotnost jednoho závaží 25,16 kg). Nejprve byly závaží postupně umísťovány na střed měřicí plošiny (0, 2, 4, 6 a 8 závaží), kdy v každém případě byl zaznamenán signál napětí z ohybových snímačů síly. Z těchto hodnot poté byla stanovena kalibrační přímka. Po stanovení kalibrační přímky byl ověřen vliv umístění závaží na měřicí plošině, kdy závaží byly postupně umísťovány (2 a 4 závaží) na jeden okraj měřicí plošiny a následně na druhý.



Obr. 5-1 Kalibrace snímačů síly pomocí závaží



Graf 5-1 Kalibrační přímka pro hliníkovou plošinu

Na základě Graf 5-1 byla stanovena kalibrační přímka pro hliníkovou měřicí plošinu:

$$y = 817,06 \cdot x - 159,85$$

Pro ocelovou měřicí plošinu pak měla kalibrační přímka podobu (zjištěnou stejným způsobem):

$$y = 816,55 \cdot x - 160,82$$

Rozdíl mezi těmito kalibračními přímkami je dán rozdílnou hmotností jednotlivých plošin a dále možným rozdílným upnutím měřicí plošiny na ohybových snímačích síly.

Při umístění závaží na středu měřicí plošiny byly naměřeny nepatrně jiné hodnoty, než při umístění závaží na okraji plošiny. Odchylka se pohybovala do 0,5 %. Tato odchylka může být způsobena rozdílným namontováním snímačů síly ke kyvnému rámu, nebo rozdílným namontováním měřicí plošiny ke snímačům. Na základě tohoto zjištění byly provedeny kontrolní měření s automobilem, kde byl zkoumán vliv umístění kola (na středu a na okraji) na měřicí plošinu. Bylo zjištěno, že tento rozdíl téměř neovlivňuje výsledky měření s automobilem, a tak je odchylka v měření 0,5 % dostačující. Výsledná rovnice kalibrační přímky pro hliníkovou plošinu bude tedy ve tvaru:

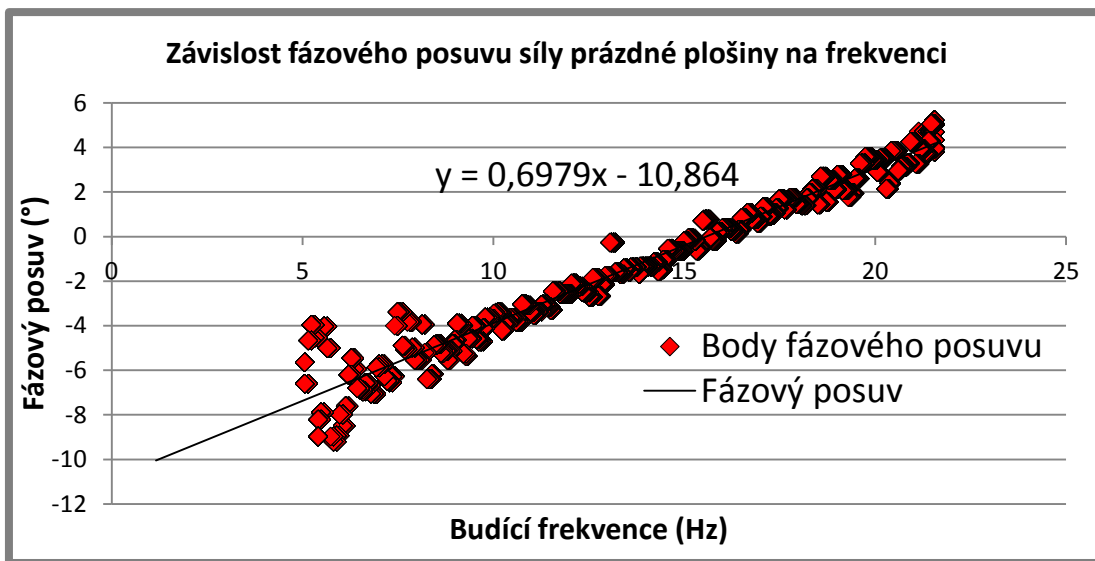
$$F_{adh} = f(U) = 817,06 \cdot U - 159,85 [kg]$$

Kde:

F_{adh} [kg]	-působící síla na měřicí plošinu
U [V]	-naměřené napětí na ohybových snímačích síly

5.2 Korekční křivka fázového posuvu

Fázovým posuvem je myšlena hodnota otočení hřídele ve stupních, která udává fázové zpoždění maximální hodnoty přítláčné síly automobilového kola za dolní úvratí plošiny. Fázový posuv je podrobněji popsán v kapitole 1.3.1. Korekční křivka fázového posuvu byla stanovena při měření s prázdnou plošinou. Bylo vycházeno z předpokladu, že fázový posuv je v tomto případě nulový v celém frekvenčním rozsahu. Tato korekční křivka je ovlivněna pozicí clony umístěné na hřídeli, která byla při tomto měření umístěna odhadem 15° za dolní úvrat' plošiny. Při každé nové pozici clony je potřeba stanovit novou korekční křivku.



Graf 5-2 Korekční křivka fázového posuvu

Na Grafu 5-2 jsou znázorněny naměřené hodnoty fázového posuvu při prázdné měřicí plošině. Předpokladem bylo naměření konstantní hodnoty fázového posuvu v celém frekvenčním rozsahu. Do měření je však vnesena chyba měření úhlu natočení hřídele indukčním snímačem (se zvyšující se rychlostí otáček, snímač indikuje clonu v nepatrně jiné pozici, čímž je dosažen proměnný průběh fázového posuvu). Sklon přímky je dán chybou měření indukčního snímače a hodnota fázového posuvu při nulové frekvenci je dána polohou clony na hřídeli. Za předpokladu, že fázový posuv je při měření s prázdnou plošinou nulový a v celém frekvenčním rozsahu neměnný, bude potřeba korigovat měřený úhel natočení hřídele s excentry. V korekci je zahrnuta chyba měření indukčního snímače a poloha clony na hřídeli s excentry. Korekční rovnice pak bude mít následující tvar:

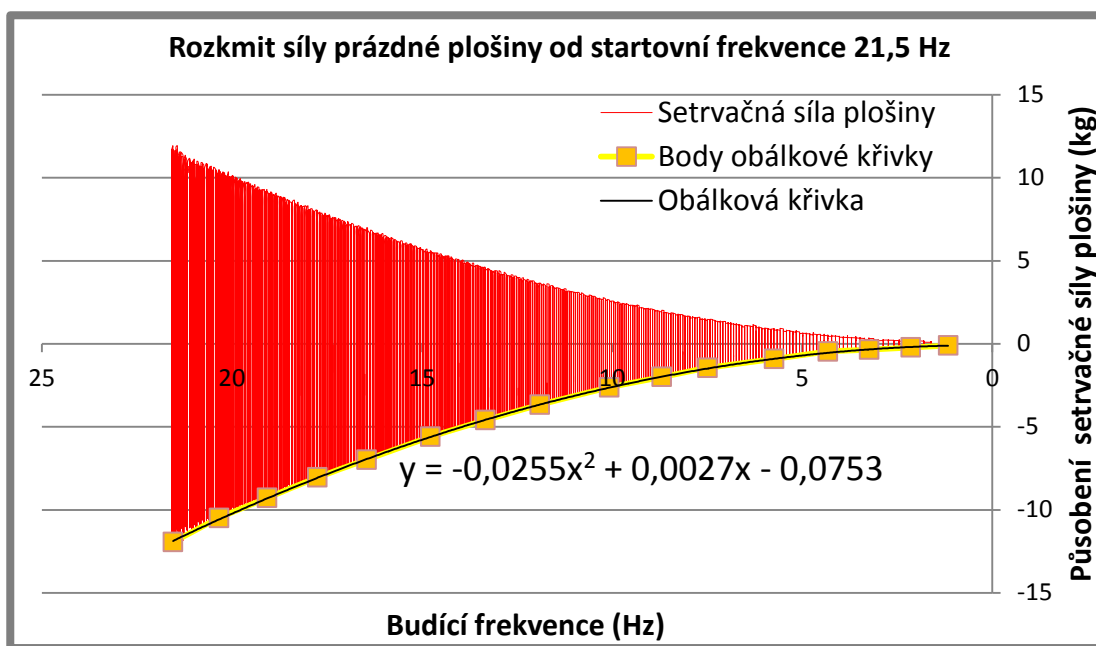
$$\alpha_{kor} = f(\alpha_{měř}; f_{exc}) = \alpha_{měř} - (0,9979 \cdot f_{exc} - 10,864)$$

Kde:

α_{kor} [°]	-korigovaný fázový úhel zdvihu
$\alpha_{měř}$ [°]	-měřený úhel natočení hřídele s excentry indukčním snímačem
f_{exc} [Hz]	-okamžitá frekvence otáčení hřídele s excentry

5.3 Korekční křivka setrvačných sil pohyblivých částí testeru

Setrvačné síly pohyblivých částí testeru ovlivňují naměřené výsledky, proto musí být při vyhodnocování měření zohledněny. Předpokladem je, že při puštění testeru s prázdnou plošinou bude působící síla na plošinu nulová. Avšak naměřená síla na snímačích síly, na kterých je měřicí plošina uložena, má průběh viz Graf 5-3. Tento průběh je způsoben setrvačnými silami od pohyblivých částí testeru, které působí na snímače síly.



Graf 5-3 Průběh setrvačných sil pohyblivých částí testeru

K naměřeným hodnotám setrvačných sil v závislosti na frekvenci byla stanovena obáلكová křivka. Pro správnou korekci vlivu setrvačných sil musí být ještě zohledněno fázové zpoždění síly za zdvihem měřicí plošiny. Proto je nutno odečítat velikost setrvačných sil pohyblivých částí testeru vždy při takovém fázovém posuvu, při kterém působí maximální přitlačná síla automobilového kola na měřicí plošinu. Při dodržení těchto podmínek bude výpočet korigované síly ve tvaru:

$$F_{kor} = f(F_{měř}; f_{exc}; \varphi) \\ = F_{měř} + (-0,0255 \cdot f_{exc}^2 + 0,0027 \cdot f_{exc} - 0,0753) \cdot \cos(\varphi)$$

Kde:

F_{kor} [kg]	-korigovaná síla
$F_{měř}$ [kg]	-naměřená síla ohybovými snímači
f_{exc} [Hz]	-okamžitá frekvence otáčení hřídele s excentry
φ [°]	-fázové zpoždění síly za zdvihem

5.4 Vyhodnocení naměřených dat

Podrobný popis měřícího řetězce uveden v kapitole 4.8. Vyhodnocování měření na testeru probíhá v softwaru DEWESoft X2. V tomto softwaru byl navržen vyhodnocovací algoritmus, díky kterému je možno stanovit stav tlumiče automobilu na základě relativní adheze a fázového posuvu. Na testeru není možné vyhodnotit stav tlumiče pomocí metodiky EUSAMA, jelikož ta je stanovena pro budící zdvih 6 mm. Z tohoto důvodu byla místo metodiky EUSAMA vytvořena metodika nová, která dostala pracovní označení Ra3 (relativní adheze při zdvihu 3 mm), která z metodiky EUSAMA vychází.

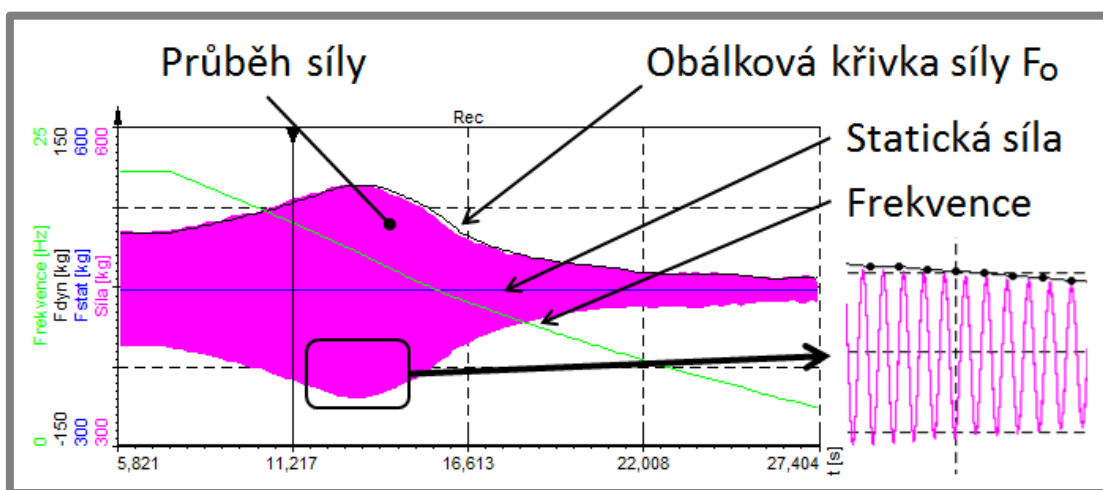
5.4.1 Vyhodnocovací metodika Ra3

Metodika Ra3 vychází z metodiky EUSAMA a je definována pomocí následujícího vztahu:

$$Ra3 = \left(1 - \frac{F_{dyn}}{F_{stat}}\right) \cdot 100 [\%]$$

Kde:

$Ra3$ [%]	-Relativní adheze při zdvihu 3 mm
F_{dyn} [kg]	-Velikost dynamické síly (amplituda rozkmitu síly)
F_{stat} [kg]	-Statická síla měřeného závěsu automobilového kola



Graf 5-4 Naměřené hodnoty na testeru TriTec2

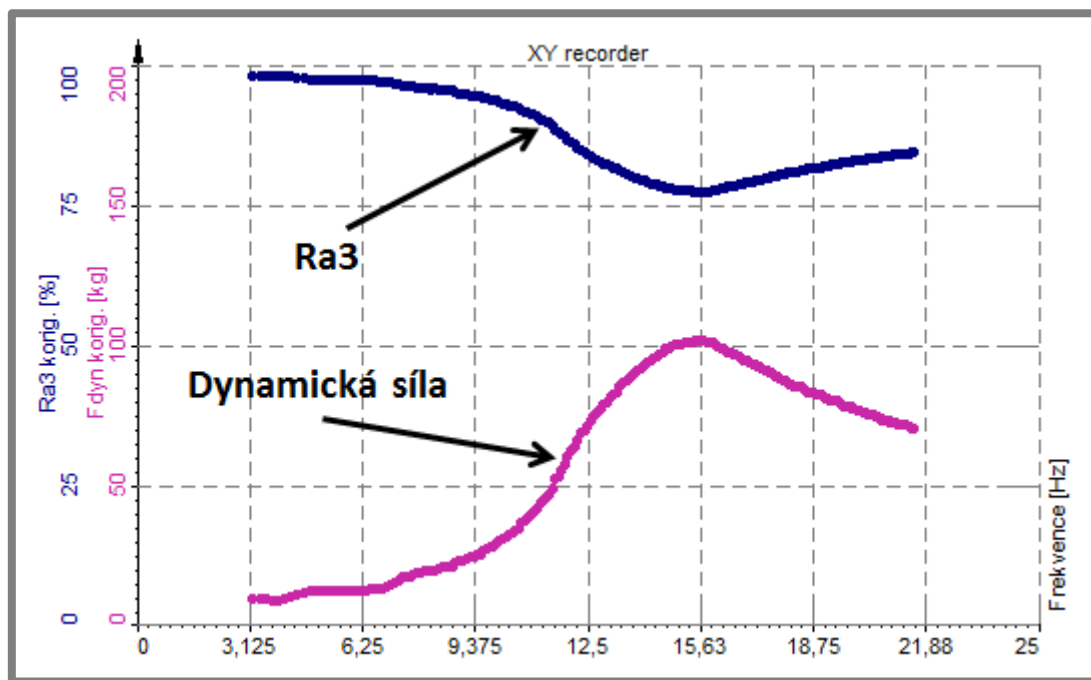
Na Graf 5-4 je znázorněn časový průběh naměřených veličin (síly a frekvence). Dále je na grafu znázorněna statická síla, která je vypočtena programem DEWESoft. Jedná se o průměrnou hodnotu měřené síly v celém časovém rozsahu testu. Funkce program DEWESoft umožňuje také vykreslit obálkovou křivku maxima naměřené síly, která je znázorněna na Graf 5-4. Jedná se o pomocnou funkci, která slouží ke stanovení dynamické síly F_{dyn} podle vztahu:

$$F_{dyn} = F_o - F_{stat} [N]$$

Kde:

F_o [N]	-obálková křivka přitlačné síly měřeného kola
-----------	---

Vypočtené hodnot průběhu síly a relativní adheze (F_{dyn} a Ra_3) jsou transformovány z časové závislosti na závislost frekvenční, a to z důvodu vyšší vypovídající hodnotě. Z grafu pak lze snadno vyčíst závislost průběhu F_{dyn} a Ra_3 na frekvenci kmitání plošiny, a snadno tak stanovit rezonanční frekvenci neodpěrovaných hmot automobilu.



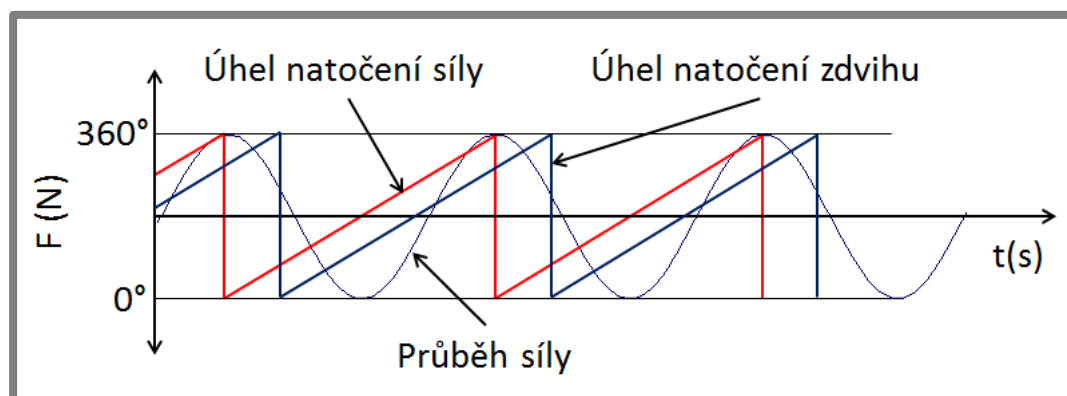
Graf 5-5 Závislost Ra_3 a F_{dyn} na frekvenci

Jako výsledek měření je považována minimální hodnota relativní adheze Ra_3 . Minimum nastane v případě kdy je dynamická síla F_{dyn} maximální, což nastane při rezonanční frekvenci neodpěrované hmoty vozidla, což je další vyhodnocovaná veličina.

5.4.2 Vyhodnocení fázového posuvu

Správné vyhodnocení fázového posuvu je důležité pro správnou korekci vlivu setrvačných sil pohyblivých částí testeru (popsáno v kapitole 5.3). Dále může být fázový posuv použit jako sekundární kritérium vyhodnocování stavu tlumiče automobilu.

Software DEWESoft umožňuje vykreslovat jednotlivé úhly natočení pomocí matematického kanálu. V případě úhlu natočení hřídele je považována indikace clony indukčním snímačem jako nulová hodnota (plošina v dolní úvrati), úhel natočení hřídele pak lineárně roste až do dalšího indikace clony, kdy je úhel natočení hřídele roven 360° a celý proces se opakuje od nulové hodnoty. V případě přitlačné síly měřeného kola, která má sinusový průběh, je použit stejný postup, kdy za nulovou hodnotu je považována maximální hodnota této síly během jedné periody.



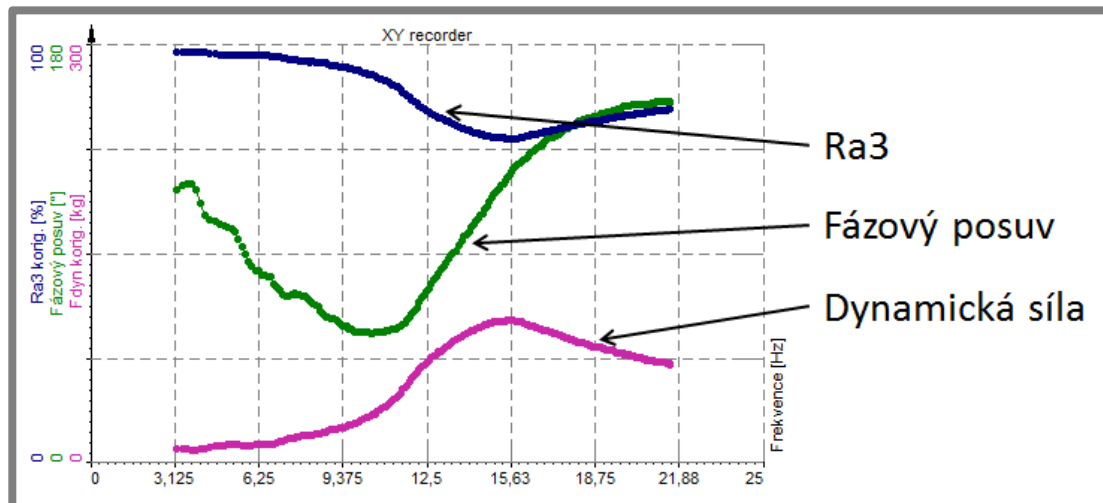
Graf 5-6 Průběhy úhlů natočení síly a zdvihu

Na Graf 5-6 je znázorněn průběh úhlu natočení síly a úhlu natočení zdvihu plošiny. V programu DEWESoft je pomocí matematického kanálu možno analyzovat zpoždění těchto dvou signálů, které udává úhel zpoždění maxima přítláčné síly za dolní úvrátí plošiny, tedy fázový posuv. Fázový posuv je pak vykreslen v závislosti na frekvenci a je definován podle vztahu:

$$\varphi = \alpha_{kor} - \gamma$$

Kde:

- | | |
|--------------------|----------------------------------|
| φ [°] | -fázový zpoždění síly za zdvihem |
| γ [°] | -fázový úhel síly |
| α_{kor} [°] | -korigovaný fázový úhel zdvihu |



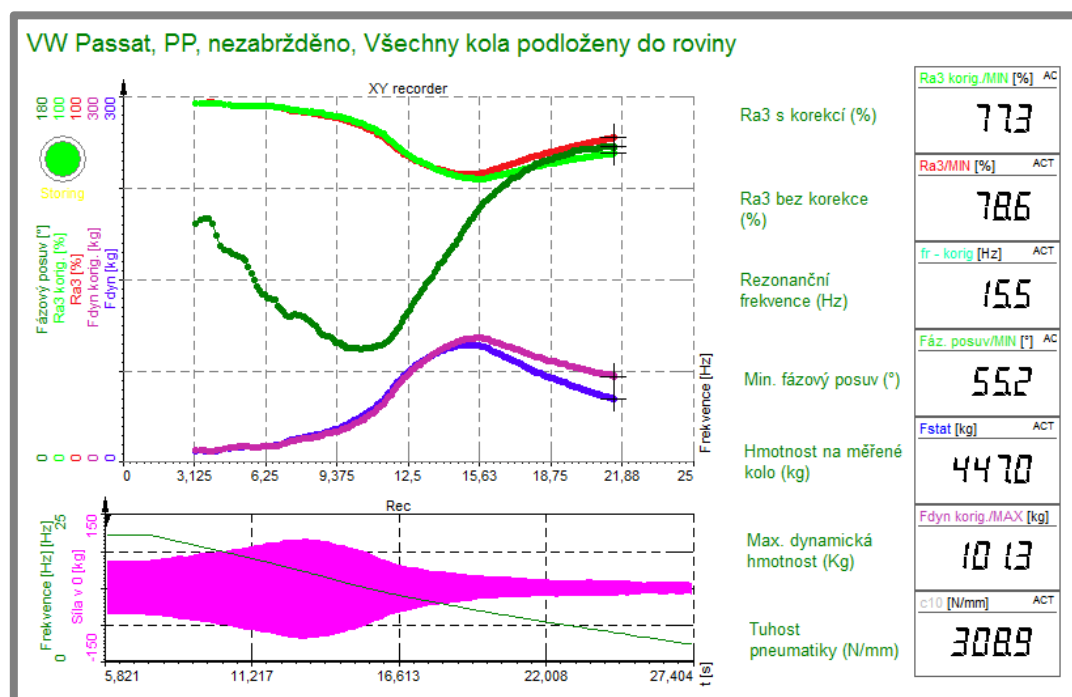
Graf 5-7 Znázornění fázového posuvu v závislosti na frekvenci

Jako výsledek měření fázového posuvu je považována jeho minimální hodnota ve frekvenčním intervalu: od f_{max} do $f_r - 5$. Při nižších frekvencích může dojít ke značnému ovlivnění měření fázového posuvu vlivem nízké frekvence.

$$Fp \in \langle f_r - 5; f_{max} \rangle$$

Kde:

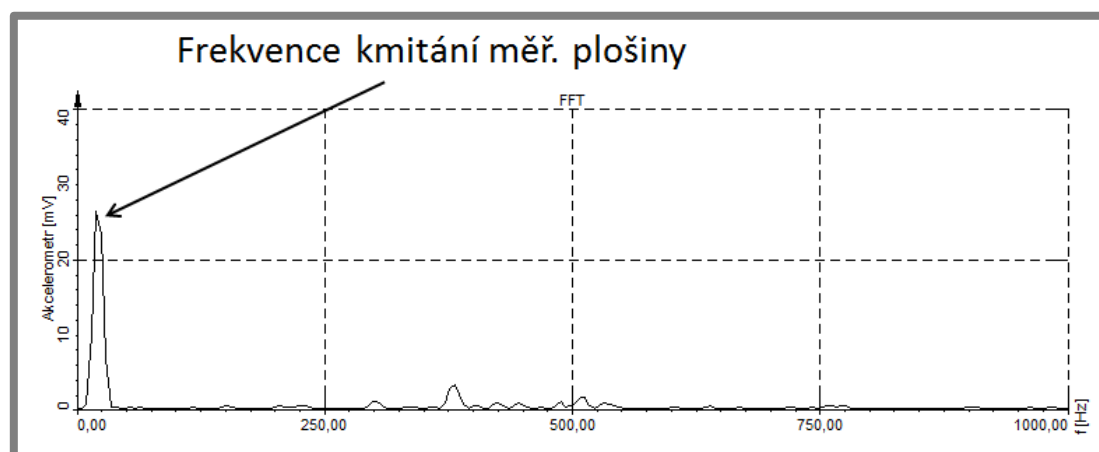
- | | |
|----------------|--|
| f_r [Hz] | -rezonanční frekvence závěsu automobilového kola |
| f_{max} [Hz] | -maximální frekvence během testu |



Obr. 5-2 Ukázka vyhodnocení měření v programu DEWESoft

5.5 Ověření funkce testeru

Většina ověřovacích experimentů proběhla ve spolupráci se studenty 4. ročníku, kteří měli vypsáný studentský projekt na toto téma. [37] V rámci tohoto projektu jsme ověřovali různé vlivy na výsledky měření. Byla provedena FFT analýza, pomocí které byly zjištěny rezonanční frekvence na testeru, bylo provedeno ověření zdvihu středu měřicí plošiny a excentrů, dále byl ověřen čas doběhu. Výsledky těchto ověřovacích experimentů jsou uvedeny v závěrečné zprávě studentského projektu [37], zde bych však zmínil jen nejdůležitější zjištění a to FFT analýzu, ze které nebyla zjištěna žádná výrazná rezonanční frekvence testeru (se závažím na testeru).

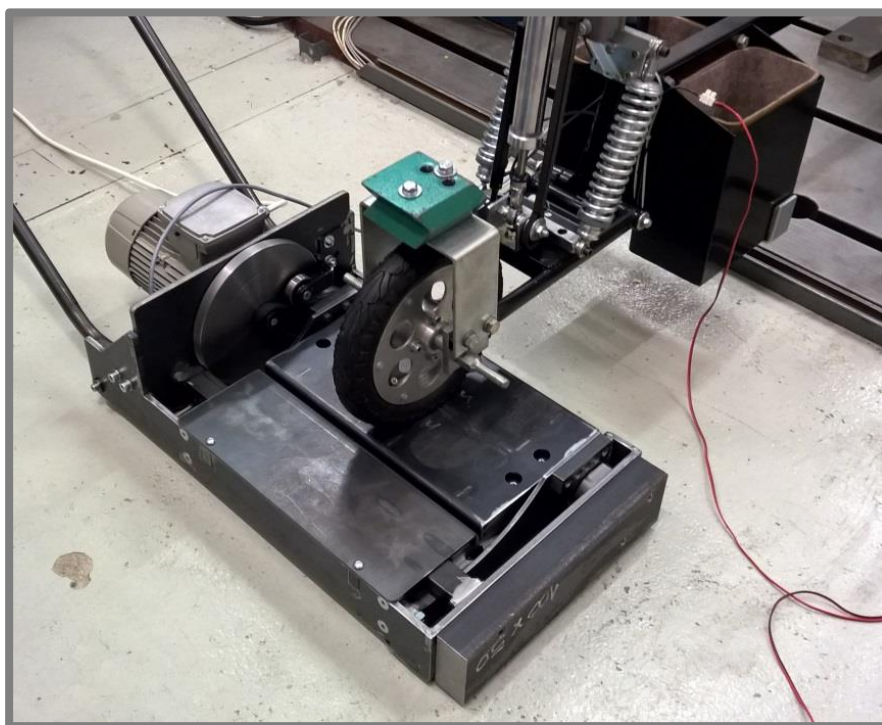


Graf 5-8 FFT analýza testeru se závažím

Z grafu vyplývá, že v rozsahu 0 až 250 Hz není žádná výrazná rezonanční frekvence testeru, která by mohla ovlivňovat výsledky měření.

5.5.1 Ověření na experimentálním vozíku

Při měření na experimentálním vozíku byly ověřovány vlivy ovlivňující výsledky měření. Byl ověřen vliv orientace testeru (otočení testeru o 180°), zabrzděné a nezabrzděné neměřené nápravy a umístění měřeného kola mimo střed měřicí plošiny. Při otočení testeru o 180° byla zkoumána problematika kyvného rámu, zda docházelo k souhlasnému nebo nesouhlasnému pohybu kývání kyvného rámu a automobilu.



Obr. 5-3 Měření s testerem TriTec2 na experimentálním vozíku

Výběr výsledků těchto měření je uveden v následující tabulce. Podrobný rozbor všech těchto měření na experimentálním vozíku a jejich vyhodnocení je uvedeno v příloze 1.

Tab. 5-1 Výběr naměřených hodnot na experimentálním vozíku, *simulace ruční brzdy

Název souboru	Popis měření	Ra3 [%]	Fázový posuv [°]
Mereni_0003	nepohyblivě*, kolo na středu	30,9	52,1
Mereni_0006	nepohyblivě*, kolo mimo střed -FRONT	26,4	56,1
Mereni_0007	nepohyblivě*, kolo mimo střed - REAR	44,1	53,9
Mereni_0008	pohyblivě, kolo na středu	30	52,6
Mereni_0012	pohyblivě, kolo na středu, tester otočen o 180°	32,4	52,5
Mereni_0009	pohyblivě, kolo mimo střed - REAR	30,9	52,1
Mereni_0015	pohyblivě, kolo mimo střed - REAR, tester otočen o 180°	33,8	54,1

Z měření na experimentálním vozíku vyplynuly tyto poznatky:

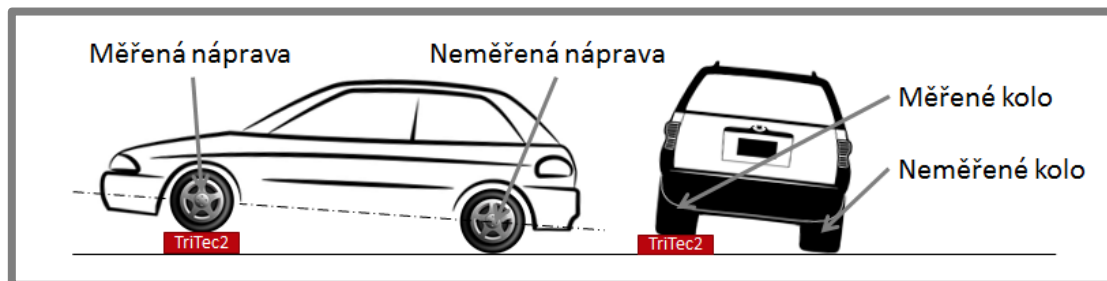
- Nezáleží na orientaci testeru během měření – rozdíl výsledků Ra3 do 3 %
- Nezáleží na pohyblivém / nepohyblivém uložení vozíku při umístění kola na střed měřicí plošiny (simulace ruční brzdy)
- Při pohyblivém uložení vozíku nezáleží na najetí kola na střed měřicí plošiny (dojde k samovolnému vystředění na střed)
- Při nepohyblivém uložení vozíku (simulace zatažené ruční brzdy) výrazně záleží na umístění měřeného kola na měřicí plošině (odpadá možnost samovolného vystředění) – rozdíl výsledků Ra3 až 14 %

5.5.2 Ověření na automobilu

Dále proběhlo ověření funkce testeru při měření s automobilem. Toto ověření funkce spočívalo hlavně ve srovnání naměřených výsledků na testeru TriTec2 s výsledky naměřenými na profesionálním testeru tlumičů ST500 od výrobce Roboterm. Tato srovnávací měření proběhla na dvou automobilech (Volkswagen Passat a Škoda Fabia). Dále bylo provedeno ověření vlivu podložení neměřených kol automobilu během měření, zatažení a nezatažení ruční brzdy, respektive zařazení a nezařazení rychlosti.



Obr. 5-4 Měření s testerem TriTec2 na automobilu



Obr. 5-5 Znázornění měřené a neměřené nápravy, popř. kola [24], [38]

Podrobný popis všech měření s oběma automobily je popsán v příloze 1. Výsledky měření vybraných výsledků jsou sepsány v následujících tabulkách:

Tab. 5-2 Srovnání naměřených výsledků na TriTec2 a ST500

Automobil	kolo	TriTec2		ST500	
		Ra3 [%]	Fázový posuv [°]	EUSAMA [%]	Fázový posuv [°]
Fabia	LP	77,7	63,7	57	88
Fabia	PP	73,5	60,1	55	70
Fabia	LZ	66,4	77,9	41	91
Fabia	PZ	58,2	66,6	39	68

Ze srovnávacích měření s profesionálním testerem ST500 je patrné, že naměřené výsledky na testeru TriTec2 dosahují vyšších hodnot Ra3 a nižších hodnot fázového posuvu, než profesionální tester ST500. Nárůst hodnot Ra3 oproti hodnotám EUSAMA testeru ST500 byl předpokládán, vzhledem ke sníženému zdvihu měřicí plošiny. Nárůst hodnot Ra3 se pohybuje v rozsahu od 18 do 25 % pro jednotlivá kola, velikost rozsahu 7 % byla pravděpodobně způsobena nepřesností měření vlivem nerovné podlahy v dílnách Ústavu konstruování, kde veškerá měření probíhala. Snížení hodnot fázového posuvu oproti hodnotám testeru ST500 byl v rozsahu od 2 do 24°, čímž je dosažen procentuální rozdíl od 2 do 28 %. Rozptyl těchto hodnot může být opět způsoben nepřesností měření vlivem nerovnosti podlahy.

Tab. 5-3 Ověření vlivu podložení kol na výsledky měření - výběr

Automobil	kolo	popis	Ra3 [%]	Fázový posuv [°]
Passat	RF	všechna kola podložena	77,3	54,6
Passat	RF	měřená náprava podložena	76,2	56,1
Passat	RF	žádné kolo nepodloženo	80,6	56,5

Při ověřování vlivu podložení kol bylo zjištěno, že naměřené výsledky měření téměř neovlivňuje podložení neměřené nápravy. Rozdíl Ra3 mezi měřením s podloženou neměřenou nápravou do roviny testeru a nepodloženou nápravou byl naměřen 1,1 %, což je zanedbatelná hodnota. Rozdíl naměřeného fázového posuvu pak byl 1,5°, což je také zanedbatelná hodnota. Toto zjištění je velice důležité, a to z důvodu, že na testeru TriTec probíhá měření s nepodloženou neměřenou nápravou (tedy automobil není v rovině, měřená náprava ve výšce měřicí plošiny testeru, neměřená pak ve výšce podlahy). Avšak při měření na profesionálních testerech je automobil během měření v rovině. Profesionální testery jsou totiž standardně zabudovány v podlaze tak, aby měřicí plošina byla v rovině s podlahou.

6 ZÁVĚR

V této diplomové práci je řešen konstrukční návrh mobilního testeru závěsu automobilového kola, který vychází z původní koncepce TriTec. Ta byla vyvinuta na Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně pod vedením doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc.

První část práce byla zaměřena hlavně na analýzu konstrukčních řešení komerčně vyráběných testerů. Z této analýzy poté bylo vycházeno při modifikaci původní koncepce testeru TriTec. Další část pak byla zaměřena na analýzu konstrukčních a softwarových nedostatků testeru TriTec, které bylo potřeba v rámci této diplomové práce odstranit.

Při návrhu nové konstrukce byl kladen důraz na její jednoduchost a vhodnost pro sériovou výrobu. Dále byla snaha o zachování malých rozměrů celého testeru, mobility a nízké pořizovací ceny. Hlavním požadovaným výstupem a cílem diplomové práce bylo vyrobit funkční vzorek nového testeru. Dalším cílem bylo ověřit funkci nově vyrobeného testeru a sepsat laboratorní protokol, který je obsažen v příloze diplomové práce.

Všechny cíle práce byly splněny. Byl vyroben nový, rezonanční adhezní mobilní tester závěsu automobilového kola bez konstrukčních nedostatků původní verze. Tento tester dostal pracovní označení Tritec2. Jedná se o jednoduchý, mobilní tester o rozměrech 780x430x270 mm (dxšxv, rozměry testeru bez madla). Výrobní cena tohoto testeru činila 71 891 Kč. Výhodou tohoto testeru je, že nevyžaduje podpovrchové umístění. Zdvih měřicí plošiny testeru TriTec2 byl navržen na hodnotu 3 mm (dáno zadáním práce), což je polovina zdvihu u komerčně vyráběných testerů. Snížením zdvihu byly odstraněny nedostatky metodiky EUSAMA. Při budícím zdvihu 6 mm docházelo, zejména u lehkých automobilů, k úplnému odskočení měřeného kola od měřicí plošiny. Z tohoto důvodu pak selhávalo vyhodnocování stavu tlumičů metodikou EUSAMA (podrobnější popis nedostatků metodiky EUSAMA v kapitole 1.2.2). Další výhodou sníženého zdvihu je zklidnění chodu testeru.

Na nově vyrobeném a sestaveném testeru Tritec2 proběhla všechna kalibrační měření a následně byla ověřena jeho funkce. Také byly zjišťovány faktory ovlivňující výsledky měření a proběhlo srovnávací měření s profesionálním testerem ST500 od výrobce Roboterm, který je umístěn v dílnách Ústavu konstruování. Vyhodnocení všech těchto měření je uvedeno v příloze 1.

V navazujících pracích bude potřeba upravit metodiku vyhodnocování testeru TriTec2 a stanovit limitní hodnoty pro určení stavu tlumiče automobilu, což bylo nad rámec řešení této diplomové práce. Dále bude potřeba TriTec2 upravit pro dílenskou praxi tak, aby nebylo nutné použití vyhodnocovací stanice od výrobce DEWETRON, jako je tomu v současnosti.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

7

- [1] Co je tlumič pérování automobilu. *PEMA* [online]. 2010 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.tlumice-pema.cz/cs/co-je-tlumic-perovani.html#.VVsEYPntmkp>
- [2] MAZŮREK, Ivan a Pavel SKUHRÁVÝ. *Potřebnost řešení projektu a způsob uplatnění výsledků*. 2016.
- [3] KOLÁČEK, Stanislav a DOSTÁL Petr. Evaluation of dampers using a resonance adhesion tester. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis* [online]. 2013, **61**(6): 1749-1753 [cit. 2015-05-19]. DOI: 10.11118/actaun201361061749. ISSN 1211-8516.
- [4] Vybavení. *Ústav konstruování* [online]. [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: http://uk.fme.vutbr.cz/www_uk/texty/vyzkum_diagnostics/vybaveni
- [5] Suspension Testers. *JHMBUTTCO* [online]. 2008 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: http://www.jhmbuttco.com/acatalog/Shop_Suspension_Testers_315.html
- [6] MAZŮREK, Ivan. *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol* [online]. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 2000, 18 s. Teze habilitační práce [cit. 2015-05-19]. ISBN 80-214-1592-4.
- [7] Testování tlumičů automobilu. Ano či ne - díl pátý. RŮŽIČKA, Bronislav. *Autorevue* [online]. 2001 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: http://www.autorevue.cz/testovani-tlumicu-automobilu-ano-ci-ne---dil-paty_2
- [8] JURECKI, Rafał, Marek JAŚKIEWICZ a Tomasz WDOWSKI. Testing the influence of car load and pressure in tyres on the value of damping of shock absorbers specified with the use of the eusama method. *Diagnostyka* [online]. 2014, **15**(3) [cit. 2015-05-19]. ISSN 1641-6414. Dostupné z: http://diagnostyka.net.pl/archiwum/calý_tekst/15_3/07.pdf
- [9] Testery tlumičů pérování EUSAMA. *Roboterm Chotěboř* [online]. 2012 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.rte.cz/produkty/osobni-vozy/testery-tlumicu-perovani-eusama/>
- [10] Buczaj, M., Walusiak, S., Pietrzyk, W., Diagnostic Assessment of Technical Condition of the Shock Absorbers in Automotive Vehicles in a Selected Diagnostic Station, *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN*, Vol. 7, 2007, pp. 59-66.
- [11] ŚLASKI, Grzegorz a Hubert PIKOSZ. The Influence of Damping Changes on Vertical Dynamic Loads of Wheel - Experimental Investigations. *Archives of Transport* [online]. 2011-01-1, **23**(2): 240-247 [cit. 2015-05-19]. DOI: 10.2478/v10174-011-0016-7. ISSN 0866-9546. Dostupné z: http://www.researchgate.net/publication/258488085_The_Influence_of_Damping_Changes_on_Vertical_Dynamic_Loads_of_Wheel_-_Experimental_Investigations
- [12] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. Vyd.1. Brno : Prof.Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 444 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [13] Balsarotti, S. and Bradley, W., "Experimental Evaluation of a Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus," SAE Technical Paper 2000-01-1329, 2000, doi:10.4271/2000-01-1329

- [14] GARDULSKI, Janusz. Assessing the reliability of testing methods used for fluid telescopic shock absorbers in cars. *Journal of KONES Powertrain and Transport* [online]. 2008, **15**(1) [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.kones.eu/ep/2008/vol15/no1/JO%20KONES%202008%20NO.%201%20VOL.%2015%20GARDULSKI.pdf>
- [15] DEKRA AUTOMOBIL A.S. *Systém kontroly účinku tlumičů pérování v STK: PROJEKT CG911-031-150*. Praha, 2011.
- [16] BUEKENHOUDT, Pascal. Minimum Phase Shift. In: CITA: *International Motor Vehicle Inspection Committee* [online]. Belgium, 2011 [cit. 2013-5-22].
- [17] NOVÁK, P. *Hodnocení nápravy automobilu metodikou EUSAMA*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 44 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..
- [18] VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, *Selhávání metodiky EUSAMA a přehled možných doplňkových kritérií: PROJEKT TA04031251*. Brno, 2014
- [19] GREPLOVÁ, K. *Virtuální model dokmitového testu závěsu kola*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 68 s. Diplomová práce. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [20] S-A-T USB. *AXON TUNING* [online]. 2015 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.axontuningshop.cz/http/www-axontuning-cz/asanti/eshop/7-1-TESTER-TLUMICU/308-2-S-A-T-USB/5/291-S-A-T-USB>
- [21] Elektronický tester tlumičů. *Inter cars* [online]. 2015 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.vybaveniservisu.cz/eshop/p/344-elektronicky-tester-tlumicu/>
- [22] Tester tlumičů. *ACTIA* [online]. 2015 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: http://www.atal.cz/page.php?m_ssekce=121&&lang=cz
- [23] VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Bezdemontážní tester pro ověřování komplexního stavu polonáprav osobních automobilů*. Původci: Ivan MAZŮREK, Milan KLAPKA. Česká republika. Užitený vzor CZ 23496U1. 10.12. 2010. Dostupné také z: <http://spisy.upv.cz/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0023/uv023496.pdf>
- [24] Hasil Vulkanisir Ban MJ. *Vulkanisir Ban* [online]. 2016 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://vulkanisir-ban.com/hasil-vulkanisir-mj/>
- [25] ŠEBELA, Michal, Pavel ČÍPEK, Lucie ZEMANOVÁ a Martin DOČEKAL. *Konstrukční optimalizace testeru podvozku TriTec*. Brno, 2015.
- [26] DVOŘÁČEK, M. *Rekonstrukce testeru tlumičů TriTec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Karol Sabo.
- [27] PNEUMATIKA MAGNA MA 03. *CEMAT* [online]. 2013 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.cemat.cz/cz/produkty/pneumatiky/em---otr-pneumatiky/na-jeraby-a-specialni-stroje/pneumatika-magna-ma-03/9.html>
- [28] OUCHRDA, Hisashi. *Fatigue Strength and SizeEffectof Shrink-fittedSpecimens* [online]. 1962, , 587-594 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://ci.nii.ac.jp/els/110002362861.pdf?id=ART0002652876&type=pdf&lang=en&host=cinii&order_no=&ppv_type=0&lang_sw=&no=1463868382&cp
=

- [29] Katalog Matis - Strojní součásti. *Matis* [online]. 2009 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog%202008%20Strojni%20soucasti%20Artron/katalog%20matis%202009%20na%20web.pdf>
- [30] Vačkové kladky. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-rollers-pt/index.html?designation=361207%20R>
- [31] Kuličková ložiska, jednořadá. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6304-2RSL>
- [32] Ozubené řemenice HTD 5M 15. *CNCshop* [online]. 2010 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/ozubene-remenice-htd-5m-15>
- [33] Spherical Plain Bearings Series K - Maintenance Free. *FLURO-Gelenklager GmbH* [online]. 2016 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.fluro.de/index.php/en/products/111-dglxsw>
- [34] Pružina tažná 2,00x13,0x63x18,25. *Pružiny-e-shop* [online]. [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.webareal.cz/webareal-cz/eshop/9-1-Pruziny-tazne/131-2-2-00-mm/5/5342-Pruzina-tazna-2-00x13-0x63x18-25>
- [35] PESCHEL, W. *SK-IT5-AX*. Freiburg, 2012.
- [36] Technické informace. *České PNEU* [online]. 2016 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://www.ceskepneu.cz/index.php?page=technicke-informace>
- [37] SKULINA, Daniel, Lubomír KLIMEK, Jan SUCHÝ a Tomáš CALETKA. *Experimentální ověření funkčnosti odpružení automobilu*. Brno, 2015.
- [38] *Publicdomainvectors* [online]. 2016 [cit. 2016-05-21]. Dostupné z: <http://publicdomainvectors.org/>

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

α_o	-Součinitel tvaru při ohybu
α_τ	-Součinitel tvaru při krutu
α_{kor} [°]	-korigovaný fázový úhel zdvihu
$\alpha_{měř}$ [°]	-měřený úhel natočení hřídele s excentry indukčním snímačem
β [°]	-celkový úhel oscilace kloubového ložiska
β_1 [°]	-úhel natočení kyvného rámu při horní úvrati kladky
β_2 [°]	-úhel natočení kyvného rámu při dolní úvrati kladky
β_o	-Součinitel vrubu při ohybu
β_τ	-Součinitel vrubu při krutu
γ [°]	-fázový úhel síly
φ [°]	-fázové zpoždění síly za zdvihem
σ_{co} [MPa]	-Mez únavy
σ'_{co} [MPa]	-Korigovaná mez únavy
θ_d [rad]	-úhel opásání hnací řemenice
θ_D [rad]	-úhel opásání hnané řemenice
a_m [m/s ²]	-dostředivé zrychlení při maximální frekvenci testeru
A_E [m]	-amplituda zdvihu excentru
d_{MIN} [m]	-Minimální průměr
d_p [mm]	-výpočtový průměr hnací řemenice
D_p [mm]	-výpočtový průměr hnané řemenice
d_{MIN} [mm]	-Minimální průměr lícovaného šroubu
f_{max} [Hz]	-maximální frekvence hřídele s excentry během testu
f_{exc} [Hz]	-okamžitá frekvence otáčení hřídele s excentry
F_{MAX} [N]	-Maximální zatížení měřicí plošiny
F_{dyn} [N]	-Velikost dynamické síly (amplituda rozkmitu síly)
F_{stat} [N]	-Statická síla měřeného závěsu automobilového kola
F_o [N]	-obálková křivka přitlačné síly měřeného kola
F_S [N]	-setrvačná síla pohyblivých hmot při maximální frekvenci
F_{adh} [N]	-působící síla na měřicí plošinu
$F_{LOŽ}$ [N]	-Zatížení obou kloubových ložisek
F_{KLAD} [N]	-Zatížení obou zdvihových kladek
i_t	-teoretický převodový poměr
L_p [mm]	-minimální délka ozubeného řemene
l_{kr} [mm]	-délka ramene kyvného rámu
l_t [mm]	-poloha těžiště pohyblivých částí
M_{o-KRIT} [Nm]	-ohybový moment v kritickém místě hřídele s excentry
M_{k-MAX} [Nm]	-maximální krouticí moment na hřídeli
m_p [kg]	-hmotnost pohyblivých částí testeru
m_d [kg]	-hmotnost pohyblivých částí testeru připadající na kladky
n_1 [s ⁻¹]	-výstupní otáčky motoru
P [W]	-jmenovitý výkon motoru
$Ra3$ [%]	-Relativní adheze při zdvihu 3 mm
U [V]	-napětí na ohybových snímačích síly
Z_{min} [h]	-Minimální životnost pohyblivých částí

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

9

Obr. 1-1 A – demontážní kontrola, B –bezdemontážní kontrola tlumičů [4], [5]	14
Obr. 1-2 TriStar Shock Tester [6]	15
Obr. 1-3 Rezonanční amplitudový systém [6]	16
Obr. 1-4 Schéma rezonančního adhezního testeru [10]	16
Obr. 1-5 Výstupní charakteristika metody EUSAMA [13]	17
Obr. 1-6 Rozdíl mezi fázovým posuvem dobrého a špatného tlumiče [16]	19
Obr. 1-7 Grafické znázornění fázového posuvu [16]	19
Obr. 1-8 Schéma vedení plošiny pomocí vodičích pouzder [18]	20
Obr. 1-9 Schéma vedení plošiny pomocí paralelogramu [18]	21
Obr. 1-10 Schéma vertikálního vedení plošiny pomocí planžet [18]	21
Obr. 1-11 Schéma vertikálního vedení plošiny pomocí kyvného rámu [18]	22
Obr. 1-12 TriStar Shock Tester [19]	22
Obr. 1-13 Tester S-A-T USB [20], [21]	23
Obr. 1-14 Mobilní verze testeru ATAL [22]	24
Obr. 1-15 Schematický náčrt testeru TriTec [23]	25
Obr. 1-16 Tester TriTec [4]	25
Obr. 1-17 Přímý kyvný rám testeru TriTec [23]	26
Obr. 1-18 Propojení kyvného rámu s hřídelí motoru	27
Obr. 1-19 Umístění kola na kyvném rámu během měření [24]	27
Obr. 3-1 Schématické znázornění varianty 1 [27]	29
Obr. 3-2 Varianta 1 s vyznačenými směry [25] [26]	30
Obr. 3-3 Středění měřeného kola varianty 1	30
Obr. 3-4 Propojení kyvného rámu s pohonem [25]	31
Obr. 3-5 Uložení kyvného rámu na ohybových snímačích síly	32
Obr. 3-6 Znázornění varianty 2 s vyznačenými směry	32
Obr. 3-7 Schématické znázornění varianty 2 [24]	33
Obr. 3-8 Propojení kyvného rámu s plošinou přes ohybové snímače síly	33
Obr. 3-9 Propojení kyvného rámu s motorem	34
Obr. 3-10 Pryžové podložky protestování a pojezdová kola	34
Obr. 4-1 Popis hlavních komponent testeru	36
Obr. 4-2 Schématické znázornění působících sil na kyvný rám	37
Obr. 4-3 Hlavní rám testeru	39
Obr. 4-4 Hlavní části sestavy hřídele	40
Obr. 4-5 Schématické znázornění uložení kyvného rámu na kladkách	40
Obr. 4-6 Zatížení hřídele a průběh ohybového momentu	41
Obr. 4-7 Rozměry hřídele pro stanovení součinitele tvaru	42
Obr. 4-8 Schématické znázornění zdvihu kyvného rámu	44
Obr. 4-9 Svěrné pouzdro KLC020 od výrobce Matis [29]	45
Obr. 4-10 Kladka s označením 361207 R od výrobce SKF [30]	46
Obr. 4-11 Rozložení působení sil na hřídeli	47
Obr. 4-12 Kuličkové ložiska s označením 6304-2RSL od výrobce SKF [31]	47
Obr. 4-13 Hnací řemenice 26 5M 15 a hnaná řemenice 60 5M 15 [32]	49
Obr. 4-14 Znázornění použitého ozubeného převodu s napínákem	50
Obr. 4-15 Hlavní části kyvného rámu	53
Obr. 4-16 Uložení kyvného rámu v kloubových ložiskách	53
Obr. 4-17 Zatížení lícovaného šroubu	53

Obr. 4-18 Kloubové ložiska s označením GLXSW 12 od výrobce Fluro [33]	54
Obr. 4-19 Schématické znázornění kyvného rámu pro výpočet úhlu oscilace	55
Obr. 4-20 Rozložení sil při prázdné plošině	56
Obr. 4-21 Okrajové podmínky pro MKP analýzu kyvného rámu	59
Obr. 4-22 Průběh napětí na kyvném rámu při zatížení středu měřicí plošiny	59
Obr. 4-23 Průběh napětí na kyvném rámu při zatížení okraje měřicí plošiny	60
Obr. 4-24 Měřicí plošina a její základní rozměry	60
Obr. 4-25 Schématické znázornění ocelové a hliníkové měřicí plošiny	61
Obr. 4-26 Uložení měřicí plošiny ke kyvnému rámu přes ohybové snímače síly	61
Obr. 4-27 Dosedací plochy plošiny pro snímače síly	62
Obr. 4-28 Rozměry ohybového snímače síly SK-1T5-AX [35]	62
Obr. 4-29 Schéma pro výpočet pohybu plošiny ve směru jízdy automobilu	63
Obr. 4-30 Údaje pro stanovení plochy dotyku kola s měřicí plošinou [24], [36]	64
Obr. 4-31 Zatížení plošiny během testu (vlevo) a zatížení při nájezdu (vpravo)	65
Obr. 4-32 Okrajová podmínka pro MKP analýzu - vazba vetknutí	65
Obr. 4-33 Průběh napětí během testu (kolo uprostřed plošiny)	65
Obr. 4-34 Průběh napětí při nájezdu kolem na plošinu (na střed)	66
Obr. 4-35 Ostatní části testeru	66
Obr. 4-36 Základní rozměry nájezdových ramp	67
Obr. 4-37 Umístění jednotlivých nájezdových ramp	67
Obr. 4-38 Možnost skladování nájezdových ramp	68
Obr. 4-39 Okrajové podmínky pro MKP analýzu přejezdového krytu	68
Obr. 4-40 Průběh napětí na zatíženém přejezdovém krytu	69
Obr. 4-41 Pojezdová kola testeru TriTec2	69
Obr. 4-42 Uložení předních pojezdových kol	70
Obr. 4-43 Demontovatelná přední pojezdová kola pro přesun na větší vzdálenosti	70
Obr. 4-44 Měřicí řetězec testeru TriTec2	71
Obr. 4-45 Indukční snímač otáček	71
Obr. 5-1 Kalibrace snímačů síly pomocí závaží	73
Obr. 5-2 Ukázka vyhodnocení měření v programu DEWESoft	80
Obr. 5-3 Měření s testerem TriTec2 na experimentálním vozíku	81
Obr. 5-4 Měření s testerem TriTec2 na automobilu	82
Obr. 5-5 Znázornění měřené a neměřené nápravy, popř. kola [24], [38]	82
Graf 4-1 Závislost času doběhu na zatížení plošiny	51
Graf 4-2 Závislost momentu setrvačnosti na čase doběhu prázdné plošiny	52
Graf 5-1 Kalibrační přímka pro hliníkovou plošinu	74
Graf 5-2 Korekční křivka fázového posuvu	75
Graf 5-3 Průběh setrvačných sil pohyblivých částí testeru	76
Graf 5-4 Naměřené hodnoty na testeru TriTec2	77
Graf 5-5 Závislost Ra_3 a F_{dyn} na frekvenci	78
Graf 5-6 Průběhy úhlů natočení síly a zdvihu	79
Graf 5-7 Znázornění fázového posuvu v závislosti na frekvenci	79
Graf 5-8 FFT analýza testeru se závažím	80

10 SEZNAM TABULEK**10**

Tab. 1-1 Vyhodnocení stavu tlumiče dle metodiky EUSAMA [14]	18
Tab. 1-2 Přehled cen vybraných testerů tlumičů -2015 [2]	24
Tab. 2-1 Konstrukční parametry testeru TriTec a modifikované verze TriTec2	28
Tab. 3-1 Seznam výhod a nevýhod varianty 1	35
Tab. 3-2 Seznam výhod a nevýhod varianty 2	35
Tab. 4-1 Doba doběhu upraveného setrvačníku při různém zatížení plošiny	50
Tab. 4-2 Momenty setrvačnosti a časy doběhů obou setrvačnicků	51
Tab. 4-3 Základní parametry pružiny [34]	57
Tab. 4-4 Přítlačná síla pružiny v závislosti na deformaci [34]	58
Tab. 4-5 Porovnání ocelové a hliníkové měřicí plošiny	61
Tab. 4-6 Technické parametry ohybového snímače síly SK-1T5-AX [35]	62
Tab. 4-7 Připojení snímačů k modulům analyzátoru DEWE-800	71
Tab. 4-8 Seznám nákladů na výrobu testeru TriTec2	72
Tab. 5-1 Výběr naměřených hodnot na experimentálním vozíku	81
Tab. 5-2 Srovnání naměřených výsledků na Tritec2 a ST500	83
Tab. 5-3 Ověření vlivu podložení kol na výsledky měření - výběr	83

11 PŘÍLOHY

- Příloha 1:** Laboratorní protokol
Příloha 2: Výkres sestavy
Příloha 3: Výkres měřicí plošiny